

Influencia del Flujo de Enfriamiento en el Comportamiento Térmico de un Termosifón de Contorno

^aFabián Escalona Rodríguez, ^bIgnacio Carvajal Mariscal, ^cFlorencio Sánchez Silva, ^dGeorgiy Polupan
Instituto Politécnico Nacional, ESIME, UPALM. Av. IPN s/n, Ciudad de México, México, 07738
^aesro_fabian@yahoo.com.mx, ^bicarvajal@ipn.mx, ^cfsnchz@yaoo.com.mx, ^dgpolupan85@yahoo.com.mx

Resumen

Los termosifones de contorno son dispositivos que pueden aplicarse en la recuperación del calor residual de los procesos industriales, contribuyendo al incremento de su eficiencia energética. Con este propósito se estudió el comportamiento térmico de un termosifón de contorno al variar el flujo de enfriamiento en la zona de condensación. Se analizaron el máximo calor transportado y la eficiencia térmica del dispositivo para diferentes flujos de enfriamiento y relaciones de llenado. Para realizar esta investigación se construyó una instalación experimental y un termosifón de contorno que usa agua destilada como fluido de trabajo. Se eligieron dos relaciones de llenado, 15% y 30%, del volumen interno del termosifón. Se suministraron flujos de calor de 157 W, 304 W y 442 W, y se varió el flujo de enfriamiento en 0.017 kg/s (1 lpm), 0.026 kg/s (1.5 lpm) y 0.033 kg/s (2 lpm) para cada flujo de calor suministrado y por consiguiente para cada relación de llenado. Se encontró que la eficiencia térmica máxima obtenida en el termosifón de contorno fue de 84.6%, sin embargo, cuando se alcanzó el máximo transporte de calor la eficiencia térmica presentó valores inferiores al máximo aunque siempre mayores a 75%. Se observó también que mientras más aumenta el flujo de enfriamiento, es mayor la independencia de la relación de llenado del termosifón, debido a que el flujo de enfriamiento es capaz de absorber todo el calor transportado por el vapor hacia el condensador. Finalmente, como era de esperarse, el mayor transporte de calor se registró para la mayor relación de llenado que fue de 30% del volumen interno del termosifón de contorno.

Abstract

Loop thermosyphons are devices that can be applied in heat recovery in industrial processes, contributing to increase their energy efficiency. For this purpose the thermal behavior of a loop thermosyphon was studied by varying the cooling flow in the condensing zone. Heat transport capability and thermal performance of the device for different cooling flows and filling ratios were analyzed. For this research an experimental installation and a loop thermosyphon that uses distilled water as the working fluid were built. Two filling ratios, 15% and 30%, of the thermosyphon internal volume were chosen. Heat rates of 157 W, 304 W and 442 W were supplied, and the cooling flows were 0.017 kg/s (1 lpm), 0.026 kg/s (1.5 lpm) and 0.033 kg/s (2 lpm) for each heat rate and therefore for each filling ratio. It was found that the maximum thermal efficiency of the loop thermosyphon was 84.6%, however, when the maximum heat transport is achieved thermal efficiency had lower values but always greater than 75%. It was also observed that the more increases the cooling flow the more independent is the thermosyphon from filling ratio, since the cooling flow is capable of absorbing all the heat carried by the steam to the condenser. Finally, as expected, the higher heat transport capability was recorded for loop thermosyphon larger filling ratio of 30% of its internal volume.

Palabras clave:

Termosifón de contorno, relación de llenado, flujo de enfriamiento, máximo calor transportado, eficiencia térmica

Keywords:

Loop thermosyphon, filling ratio, cooling flow, heat transport capability, thermal performance

Nomenclatura

Ψ Relación de llenado, [%]
 \dot{Q} Flujo de calor, [kW]
 \dot{m} Flujo másico, [kg/s]
 C_p Calor específico a presión constante, [kJ/kg-K]
 T Temperatura, [K]
 P Potencia eléctrica, [kW]
 V Tensión, [V]

I Intensidad de corriente eléctrica, [A]
 η Eficiencia térmica, [%]
 U Incertidumbre

Superíndices

cond Condensación

Subíndices

sum Suministrado

<i>abs</i>	Absorbido
<i>sal</i>	Salida
<i>ent</i>	Entrada

Introducción

El calor residual producto de la combustión en los procesos industriales supone un importante desperdicio de energía térmica el cual se traduce en pérdidas económicas. Esto y la creciente preocupación sobre el deterioro del medio ambiente han hecho que las empresas opten por implementar nuevas medidas de ahorro y uso eficiente de la energía.

Una de estas medidas es la recuperación del calor residual mediante la aplicación de equipos para ese fin. Sin embargo, para los procesos donde los gases de combustión tienen baja y media temperatura, 100 a 400° C, los intercambiadores de calor convencionales representan un alto costo de inversión, ocupan espacio excesivo y presentan una baja eficiencia térmica. La implementación de nuevos y más eficientes diseños de intercambiadores de calor integrados por termosifones bifásicos, (Vasiliev [1], Sánchez Silva *et al.* [2], Gershuni *et al.* [3], Abu-Mulaweh [4], Kannan y Natarajan [5], Polupan *et al.* [6] y Carvajal Mariscal *et al.* [7]) representa una muy buena opción para la recuperación de calor de los gases de escape, reduciendo el consumo de combustibles, con la consecuente disminución de emisiones de gases de efecto invernadero y el impacto hacia el medio ambiente.

El estudio y desarrollo de los termosifones bifásicos es un tema de actualidad donde destacan las investigaciones relacionadas con los termosifones de contorno. Estos dispositivos son una variante de los termosifones convencionales pero presentan la ventaja que durante su operación las fases del fluido de trabajo circulan en forma separada, por lo tanto, pueden alcanzar mayores temperaturas de operación y no se presenta el límite de operación por arrastre ya que no se tiene flujo en contracorriente líquido-vapor, Maydanik *et al.* [8]. Su principio de funcionamiento en comparación con los caloductos (Heat Pipes) y termosifones convencionales se muestra en la Figura 1. Un termosifón de contorno comienza su operación cuando se suministra calor al evaporador lo que ocasiona que comience a hervir el fluido de trabajo en su in-

terior, formándose burbujas de vapor que se separan de la superficie del líquido contenido en el evaporador; generándose así un flujo de vapor que viaja a través de la línea de vapor y continúa su trayectoria hasta condensarse en la sección del condensador. El líquido condensado regresará al evaporador por la línea de líquido saturado debido a la acción de la fuerza de gravedad, formándose de esta manera un efecto cíclico de evaporación-condensación.

En la literatura abierta se pueden encontrar muchas investigaciones relacionadas con el funcionamiento, diseño y operación de los termosifones de contorno. Franco y Filippeschi [9], hicieron una revisión extensa de los trabajos publicados en los últimos 10 años. Franco y Filippeschi se concentraron específicamente en las investigaciones donde se probaron termosifones de contorno que utilizan conductos con un diámetro hidráulico de 1-20 mm y a los cuales se les suministró una potencia térmica inferior a 1 kW. Los autores encontraron discrepancia en los resultados presentados lo que asociaron principalmente con la geometría y la operación de los dispositivos empleados. La conclusión general a la que ellos llegaron, es que se requieren más investigaciones para entender los mecanismos de transferencia de masa y energía en los termosifones de contorno.

La mayor parte de las aplicaciones de los termosifones de contorno están dirigidas al enfriamiento de dispositivos electrónicos (Khrustalev [10], Aniruddha *et al.* [11], Kang *et al.* [12], Chang *et al.* [13]), pero también se buscan otras aplicaciones como es el aprovechamiento de la energía solar (Esen y Esen [14], Chen *et al.* [15], Franco y Filippeschi [16]). Sin embargo, son pocas las investigaciones de aplicación de los termosifones de contorno en la recuperación del calor residual de los procesos térmicos.

Vincent y Kok [17], con ayuda de un modelo matemático simularon el comportamiento transitorio de un termosifón de contorno debido a las fluctuaciones por el continuo encendido y apagado del equipo que suministró el calor, y que varió de 1 a 2 MW. Los autores concluyeron que cuanto mayor sea la relación de densidades vapor-líquido del sistema, por ejemplo debido a altas temperaturas de operación, el sistema responderá mucho más rápido.

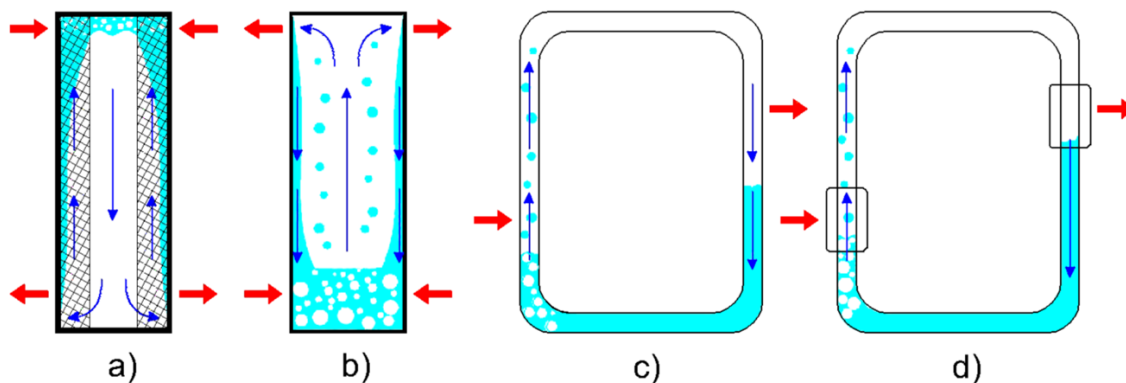


Figura 1. a) Caloducto (*Heat Pipe*), b) termosifón convencional, c) termosifón de contorno y d) termosifón de contorno avanzado, incluye evaporador y condensador.

Estudios teórico-experimentales para la recuperación del calor residual proveniente de los procesos de combustión de hidrocarburos, donde las fuentes de calor son capaces de proporcionar hasta 4 kW, y aprovechar el calor para mantener productos en un intervalo de temperaturas de 140° C a 450° C, fueron realizados por Milanez y Mantelli [18]. En sus investigaciones, Milanez y Mantelli lograron que se alcanzara con los termosifones de contorno una tasa de transferencia de calor de 3.9 kW en un tiempo de operación menor a 105 minutos. Así mismo, Milanez y Mantelli [19], realizaron otra investigación experimental donde el intervalo de la tasa de transferencia de calor obtenida fue de 1.8 kW a 4 kW. Se usó un termosifón de contorno que utiliza naftalina como fluido de trabajo y cuyas líneas de vapor y condensado tienen una longitud de 5.8 m.

De las investigaciones antes mencionadas se puede apreciar que no se ha reportado en la literatura abierta la influencia del flujo de enfriamiento en la operación de termosifones de contorno para aplicaciones en la recuperación de calor de flujos de gases calientes en el intervalo de temperatura de 100 a 250° C y potencias térmicas suministradas de hasta 1 kW. Este factor es importante para un dispositivo aplicado en la recuperación de energía residual y esto fue lo que motivó la realización de la presente investigación con el fin de determinar los parámetros de desempeño térmico de un termosifón de contorno que se construyó para ese fin.

Instalación experimental

La instalación experimental está integrada por el termosifón de contorno, el sistema de adquisición de datos, el sistema de calentamiento y el sistema de enfriamiento, ver Figura 2.

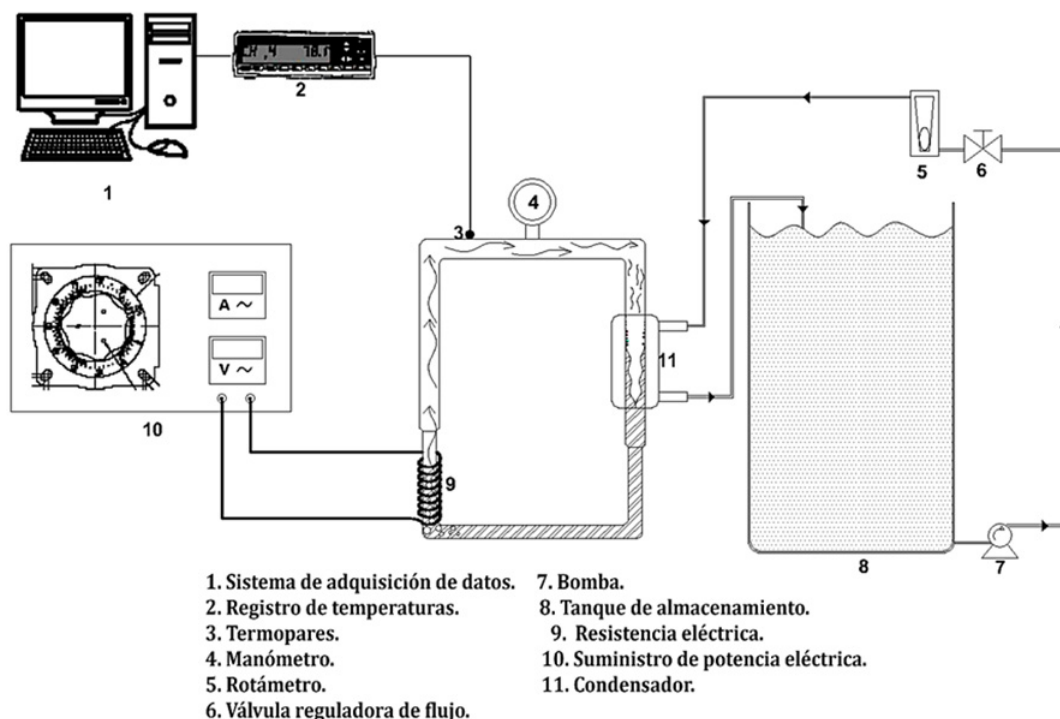


Figura 2. Esquema de la instalación experimental.

Termosifón de contorno

De acuerdo a la clasificación propuesta por Dobriansky [19], el termosifón de contorno usado en esta investigación es del tipo 3: vapor es el medio de transporte de calor y el condensado regresa por efecto de la gravedad. Este tipo también es conocido como Termosifón Bifásico de Contorno Cerrado (CLTPT-por sus siglas en inglés). El material de que está hecho es cobre tipo "L", sus dimensiones principales, el diseño y el proceso de llenado se pueden consultar en el trabajo de Sánchez Martínez [20]. Se eligió agua destilada como fluido de trabajo ya que es de fácil adquisición y compatible con el material del recipiente. El tubo termosifón fue aislado con polipropileno, seguido de cinta de fibra de vidrio, para disminuir las pérdidas térmicas a lo largo del tubo. En la Figura 3 se muestra una imagen del termosifón de contorno sin aislamiento y en la Tabla 1 se presentan sus principales características geométricas.

Para medir el vacío que se realiza antes de hacer el llenado del termosifón y la presión del vapor en la línea adiabática cuando opera el dispositivo, se instaló un manovacuómetro (vacío: 0-76 cm Hg; 0-4 kg/cm²). Para medir la temperatura se utilizaron 12 termopares calibrados tipo T, marca Omega con una precisión de 0.1° C. La ubicación de los termopares se muestra en la Figura 4; los termopares 10 y 11 fueron colocados a la entrada y salida del condensador, respectivamente, y el termopar 12 no se muestra ya que fue dejado al aire libre para registrar la temperatura ambiente.



Figura 3. Termosifón de contorno usado en las pruebas (Sánchez Martínez [20]).

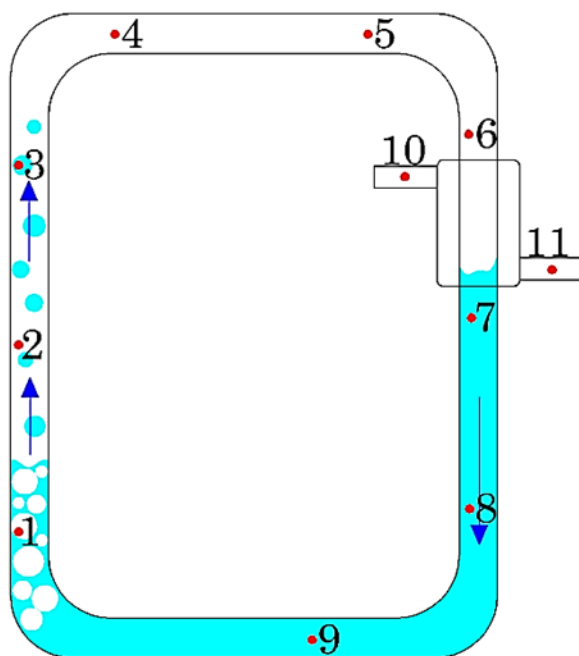


Figura 4. Distribución de los termopares en la superficie del termosifón.

Tabla 1 Características geométricas del termosifón de contorno (Sánchez Martínez [20])

Dimensiones de los intercambiadores de calor	
Evaporador	Diámetro: 14.5 mm; Longitud: 100 mm
Condensador	Diámetro: 20.6 mm; Longitud: 100 mm
Dimensiones de las líneas adiabáticas entre el evaporador y el condensador	
Diámetro interno de la línea de vapor	20.6 mm
Longitud vertical de la línea de vapor	185 mm
Longitud horizontal de la línea de vapor	200 mm
Diámetro interno de la línea de líquido	14.5 mm
Longitud vertical de la línea de líquido	115 mm
Longitud horizontal de la línea de líquido	200 mm

Sistema de adquisición de datos

La adquisición de las lecturas de temperatura se hizo por medio de un escáner marca Cole-Parmer modelo 92 con una precisión de $\pm (0.1\%$ de la lectura $\pm 0.5^\circ \text{C}$) que se conectó a una computadora usando como interface el software especializado del propio equipo.

Sistema de calentamiento

El suministro de calor fue proporcionado por una resistencia eléctrica de níquel-cromo de 1 mm de diámetro y 1500 mm de longitud, que se instaló en la parte exterior del evaporador cubriendo una altura de 85 mm. La corriente eléctrica suministrada a la resistencia fue aportada por un transformador variable modelo Staco de la marca Energy Products. Para cada caso de estudio se reguló la tensión para suministrar una corriente eléctrica que correspondiera a las potencias eléctricas de 157 W, 304 W y 442 W.

Sistema de enfriamiento

Este sistema se compone de un medidor de flujo, una bomba con una capacidad de 6 lpm y un tanque de almacenamiento de agua con una capacidad de 0.2 m³ que cumple la función de sumidero de calor. El flujo de enfriamiento, agua, fue variado en 1 lpm (0.017 kg/s), 1.5 lpm (0.026 kg/s) y 2 lpm (0.033 kg/s), usando un medidor de flujo marca Dwyer modelo RMB-SSV con una precisión de $\pm 3\%$ de la lectura de escala completa, que para este equipo fue de 0.8 l/m a 6.2 l/m. El rotámetro está ubicado previo a la entrada al condensador, que es un intercambiador de calor de tipo tubos concéntricos.

Metodología experimental

Las pruebas experimentales se realizaron siguiendo un procedimiento para la puesta en marcha de la instalación experimental y el propio termosifón de contorno. Se llenó el termosifón con el fluido de trabajo, agua destilada, con dos relaciones de llenado Ψ diferentes: $\Psi = 15\%$ y $\Psi = 30\%$ del volumen interno. Para cada una de estas se mantuvo constante un suministro de calor (\dot{Q}_{sum}) en el evaporador, y se varió

EDICIÓN DIGITAL

el flujo de agua de enfriamiento desde 1 lpm hasta 2 lpm para evaluar el calor absorbido (\dot{Q}_{abs}) por el agua de enfriamiento.

Cálculo de los parámetros principales

El cálculo de la cantidad de calor que absorbe el flujo de agua de enfriamiento en el condensador (\dot{Q}_{abs}), se determinó a partir del balance de energía en este aparato:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{refr} C_p (T_{sal}^{cond} - T_{ent}^{cond}) \quad (1)$$

Por otra parte, el calor por unidad de tiempo que cede el vapor del fluido de trabajo, al pasar por la zona del condensador del termosifón, idealmente sería igual al calor que se le suministra (\dot{Q}_{sum}) al fluido de trabajo en el evaporador. Por lo tanto, el calor absorbido por el agua de enfriamiento debe ser igual al calor suministrado por la fuente de calor, que está relacionado con la corriente y el voltaje, es decir, la potencia eléctrica, más las pérdidas de calor:

$$\dot{Q}_{sum} = P + \dot{Q}_{per} = VI + \dot{Q}_{per} \quad (2)$$

Las pérdidas de calor, \dot{Q}_{per} , se componen de las pérdidas a través de la superficie externa hacia los alrededores, las asociadas con la resistencia térmica de contacto entre la superficie del evaporador y la resistencia eléctrica, y la resistencia térmica de la película de condensado en el condensador, principalmente. Debido a la dificultad de determinar cada una de ellas por separado, se optó por considerar que $\dot{Q}_{sum} = P$; de esta manera se puede evaluar el efecto combinado de todas las pérdidas ya que es comparable al alejamiento de la condición ideal $\dot{Q}_{sum} = \dot{Q}_{abs}$.

Tanto en el condensador como en el evaporador se puede suponer que la temperatura de la pared es la misma que la del vapor y líquido saturado dentro del termosifón respectivamente, Milanez y Mantelli [17], y despreciando el espesor de la pared del tubo en ambas zonas de transferencia de calor, se tiene que:

$$VI = \dot{m}_{refr} C_p (T_{sal}^{cond} - T_{ent}^{cond}) \quad (3)$$

Los parámetros en ambos lados de la Ecuación (3) fueron medidos durante las pruebas experimentales, excepto el C_p del fluido de enfriamiento que se obtuvo de tablas en base a la temperatura promedio en los límites del condensador.

La eficiencia térmica (η) del dispositivo está dada por la relación entre el \dot{Q}_{sum} por la fuente y el absorbido \dot{Q}_{abs} por el fluido de enfriamiento, de acuerdo a la ecuación:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{sum}} \times 100 \quad (4)$$

Resultados

Para aplicar los termosifones de contorno en sistemas térmicos, con el objetivo de recuperar energía residual, debe de tomarse en cuenta que estos dispositivos en operación estarán sometidos a condiciones de carga térmica variable por lo que uno de los primeros estudios es evaluar su comportamiento transitorio cuando inicia su operación. Al realizar las pruebas

preliminares se encontró que en cuanto se ponía en funcionamiento el dispositivo, una vez que se fijaran las condiciones de operación (flujo de calor suministrado y flujo de agua de enfriamiento), el estado estable se alcanzaba en un intervalo no mayor de 10 minutos. La operación en estado estacionario teóricamente se logra con un flujo de vapor constante, en el cual el mismo flujo de agua que se evapora es el mismo que se condensa, homogenizándose así los procesos de evaporación y condensación, y garantizando el funcionamiento estable del sistema. Como resultado de esto, tienden a reducirse las fluctuaciones de temperatura en la pared de la línea de vapor saturado y en general en toda la superficie del termosifón; esto se pudo comprobar con las temperaturas registradas por los termopares colocados a lo largo de la pared del termosifón. La estabilidad de las lecturas tomadas por los termopares se puede observar en la Figura 5, donde se muestra que a lo largo de un intervalo de tiempo de 10 minutos se mantiene una operación en estado estacionario. Esta imagen es una impresión de pantalla de la operación en tiempo real del sistema de adquisición de datos y corresponde a una de las pruebas con una relación de llenado de 30%, un suministro de calor de 442 W y con un flujo másico de 0.0333 kg/s del fluido de enfriamiento.

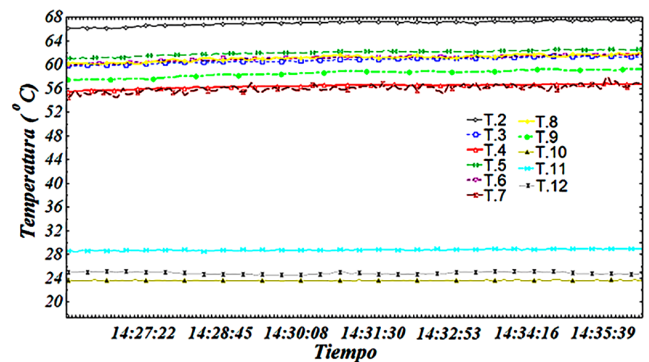


Figura 5. Intervalo de operación estable del termosifón de contorno.

Máximo calor transportado

En las Figuras 6, 7 y 8 se comparan el calor suministrado, \dot{Q}_{sum} , por la fuente de calor y el calor absorbido, \dot{Q}_{abs} , por el fluido de enfriamiento; el caso ideal del comportamiento del termosifón se representa con una línea continua. Como era de esperarse, en todas las gráficas es posible observar que para ambas relaciones de llenado el \dot{Q}_{abs} es menor que \dot{Q}_{sum} , lo cual es debido a las distintas pérdidas de calor que se mencionaron anteriormente.

En la Figura 6, donde el flujo de agua de enfriamiento es de 1 lpm, se puede notar que para una $\Psi = 30\%$ y para un $\dot{Q}_{sum} = 157$ W el calor absorbido por el agua de enfriamiento es 2.3% mayor que para una relación de llenado de $\Psi = 15\%$ aumentándose esta diferencia a lo largo del intervalo de medición, hasta alcanzar un transporte de calor de 8.1% mayor que para un $\Psi = 15\%$. De este comportamiento se deduce que para lograr un mayor transporte de calor cuando se suministran flujos de calor altos al evaporador, se debe tener una mayor relación de llenado del termosifón de contorno.

En la Figura 7 se muestra el comportamiento del termosifón de contorno para un flujo de agua de enfriamiento constante de 1.5 lpm. Se aprecia que para una relación de llenado de $\Psi = 15\%$ la ganancia de calor absorbido es 2.5% mayor que para una de $\Psi = 30\%$ cuando el calor suministrado es de 157 W. Por otra parte, a partir de un suministro de calor de 250 W la relación de llenado de $\Psi = 30\%$ comienza a dominar el transporte de calor, transfiriendo 4.5 % de energía térmica más que la de $\Psi = 15\%$ cuando la potencia suministrada es de $\dot{Q}_{sum} = 442$ W. Se pudo determinar que a medida que se incrementa el flujo de agua de enfriamiento el efecto de la relación de llenado se reduce, esto se debe a que se tiene una mayor capacidad de absorción de calor en el condensador que sobrepasa a la generación de vapor en el evaporador, el termosifón opera de forma inestable. Hay que resaltar que este comportamiento no es posible que ocurra en un termosifón convencional pues se presentaría el fenómeno llamado bloqueo y el dispositivo detendría su operación.

A partir de la Figura 8 se puede observar que el calor absorbido no difiere demasiado para ambos porcentajes de llenado cuando el flujo constante de agua de enfriamiento es de 2 lpm y para el mismo intervalo del calor suministrado. Al duplicar la relación de llenado de 15 a 30% se obtuvo una diferencia inferior a 1% entre los valores del calor absorbido presentados por ambas relaciones. Por lo tanto, es recomendable que cuando se espere que en un proceso esté variando el flujo de calor suministrado en un amplio intervalo, lo cual es frecuente en los equipos de recuperación de calor residual, es conveniente que se tenga una mayor relación de llenado para afrontar esas variaciones y mantener una mayor capacidad de transporte de calor.

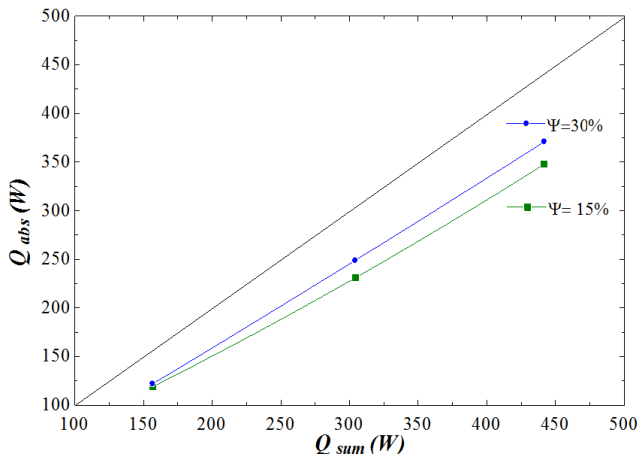


Figura 6. Comparación entre el calor suministrado y el calor absorbido por el agua de enfriamiento en el condensador para un flujo de 1 lpm.

En la experimentación que se realizó no se pretendía llevar al dispositivo hasta el límite de funcionamiento, por esa razón en esa región el comportamiento es lineal, ya que solo interviene el cambio de fase de una fracción del fluido de trabajo al incrementar el flujo de calor suministrado. El régimen de ebullición para la evaporación no sufre cambios sustanciales.

Otro aspecto que se debe resaltar de las Figuras 6, 7 y 8 es

que a medida que se aumenta el flujo de calor suministrado, el comportamiento del termosifón de contorno se aleja de la condición ideal. En otras palabras, si se desea transportar una mayor cantidad de calor para ciertas condiciones de operación dadas (flujo de agua de enfriamiento y relación de llenado), se logrará este objetivo con una menor eficiencia térmica. Para comprobar este punto se analiza a continuación la eficiencia térmica del dispositivo.

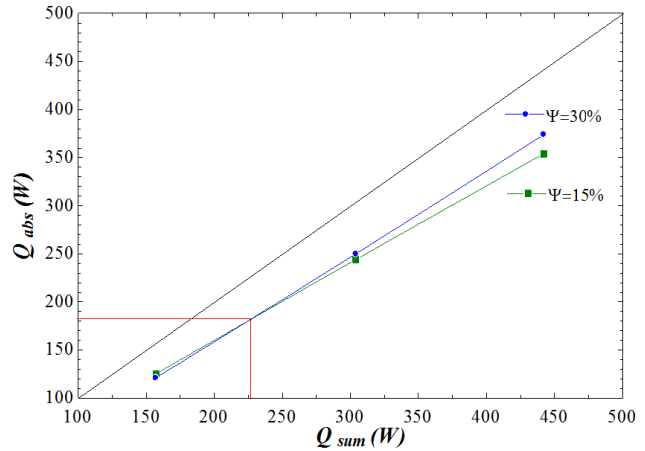


Figura 7. Comparación entre el calor suministrado y el calor absorbido por el agua de enfriamiento en el condensador para un flujo de 1.5 lpm.

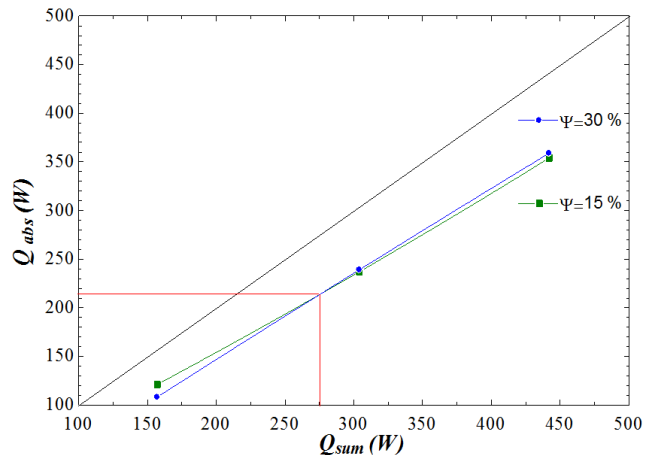


Figura 8. Comparación entre el calor suministrado y el calor absorbido por el agua de enfriamiento en el condensador para un flujo de 2 lpm.

Eficiencia térmica

En las Figuras 9, 10 y 11 se presenta el comportamiento de la eficiencia térmica del termosifón de contorno respecto al flujo de agua de enfriamiento para las dos relaciones de llenado y cada uno de los flujos de calor suministrado. Se puede notar que en las tres figuras el comportamiento es similar, presentando las curvas un máximo que indica cuál es el flujo de enfriamiento que le corresponde para cada relación de llenado. Es decir, a partir de estas gráficas es posible determinar los valores apropiados del flujo de agua de enfriamiento hacia el condensador, para un determinado flujo de calor suministrado, que proporcionen la máxima eficiencia térmica.

En la Figura 9, para un flujo de calor suministrado de

$\dot{Q}_{sum} = 157$ W, la relación de llenado que presentó una mayor eficiencia térmica fue la de $\Psi = 15\%$ con una eficiencia máxima de $\eta = 79.79\%$ para un flujo de agua de enfriamiento de 1.56 lpm; mientras que la relación de llenado de $\Psi = 30\%$ presentó una eficiencia máxima de $\eta = 78.4\%$ para un flujo de 1 lpm.

En comparación, es posible observar en la Figura 10 que la mayor eficiencia se obtiene con una relación de $\Psi = 30\%$ presentando una eficiencia máxima de $\eta = 82.6\%$ que corresponde a un flujo de agua de enfriamiento de 1.29 lpm.

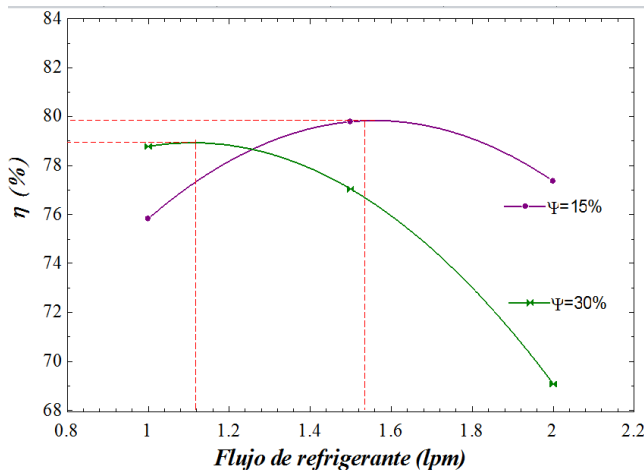


Figura 9. Eficiencia térmica del termosifón para un $\dot{Q}_{sum} = 157$ W.

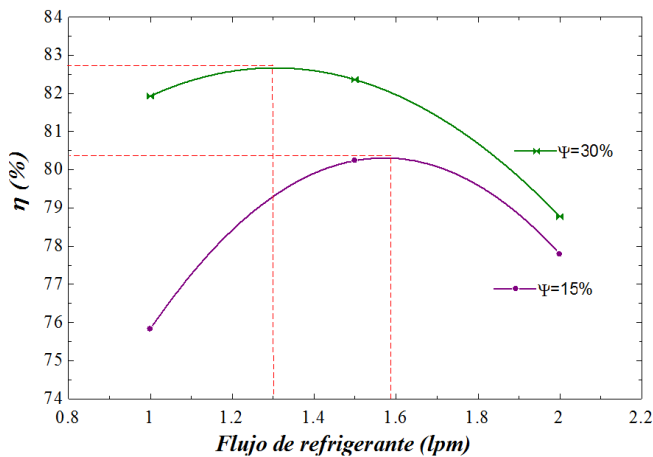


Figura 10. Eficiencia térmica del termosifón para un $\dot{Q}_{sum} = 304$ W.

Por otra parte, en la Figura 11 se muestra que cuando el suministro de calor es 442 W se incrementa la eficiencia térmica siendo superior al 78%, tanto para ambas relaciones de llenado como para los distintos flujos de agua de enfriamiento. El máximo valor de la eficiencia térmica que fue alcanzado por el termosifón de contorno es de $\eta = 84.8\%$ para un flujo de agua de 1.34 lpm y una relación de $\Psi = 30\%$. Para cualquier aumento del flujo de agua de enfriamiento, dentro del intervalo de medición, la eficiencia térmica se mantuvo en valores superiores al 80%.

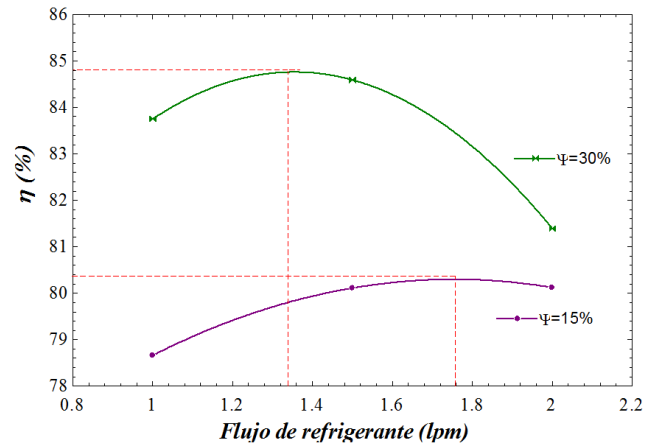


Figura 11. Eficiencia térmica del termosifón para un $\dot{Q}_{sum} = 442$ W.

En la Figura 12 se muestran los resultados con los valores máximos de la eficiencia térmica obtenidos a partir de las Figuras 9, 10 y 11. Como puede verse, para suministros de calor menores a 237 W la relación de llenado de $\Psi = 15\%$ muestra una eficiencia térmica aproximadamente 2% mayor. Por otra parte, para suministros de calor mayores a 237 W la relación de carga de $\Psi = 30\%$ es capaz de transportar mayor cantidad de calor con una diferencia de alrededor de 5% para un suministro de calor de 442 W. Además, se observa que las tendencias de ambas curvas son muy diferentes; la curva que corresponde a $\Psi = 30\%$ tiende a incrementarse a medida que aumenta el flujo de calor suministrado a diferencia con lo que ocurre con la curva para $\Psi = 15\%$.

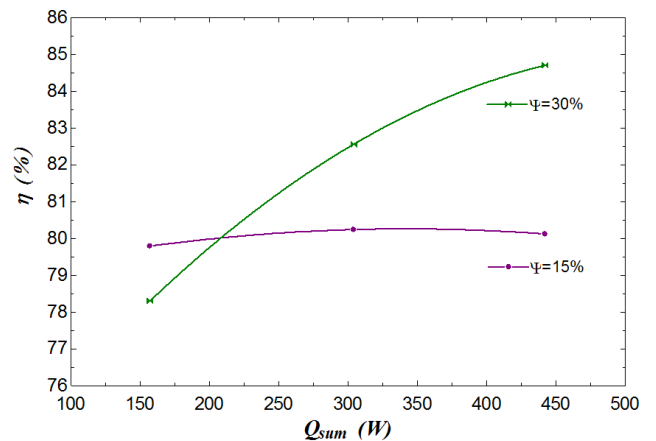


Figura 12. Valores máximos de la eficiencia térmica del termosifón de contorno.

La eficiencia térmica del termosifón de contorno depende principalmente de la generación de vapor para transportar el calor que se suministra al fluido de trabajo en el evaporador así como del retiro de ese calor del fluido de trabajo en el condensador. Lo primero es probablemente la razón por la cual la eficiencia térmica permanece casi constante, al incrementarse el flujo de calor para el caso de la relación de carga de $\Psi = 15\%$, debido a que la tasa de evaporación no está en equilibrio con la tasa de condensación, el termosifón se encuentra operando en condiciones inestables.

Por otra parte, cuando se dispone de fluido de trabajo en exceso, el caso con la relación de llenado de $\Psi = 30\%$, es posible alcanzar valores mayores de la eficiencia debido a que se genera una mayor cantidad de vapor que a su vez es capaz de transportar más calor. Sin embargo, este comportamiento puede verse afectado por una deficiente extracción de calor en el condensador, por lo que se vuelve importante determinar el valor óptimo del flujo de enfriamiento.

Discusión

Los resultados muestran que a pesar de la tendencia a alejarse del comportamiento ideal de la máxima eficiencia térmica cuando se incrementa el flujo de calor suministrado (ver Figuras 6, 7 y 8), el termosifón de contorno es capaz de transportar una mayor cantidad de calor para cualquier flujo de agua de enfriamiento constante. Esto es un comportamiento que debe ser considerado cuando se diseñe un equipo de intercambio de calor en base a termosifones de contorno.

Por otra parte, cuando el flujo de agua de enfriamiento se incrementa en conjunto con mayores flujos de calor suministrado, existirá un punto en el cual la relación de llenado no tiene ninguna influencia sobre el transporte de calor, como puede verse en las Figuras 6, 7 y 8. Sin embargo, una mayor cantidad de fluido de trabajo garantizará una mayor eficiencia térmica, Figuras 10 y 11, en casi todo el intervalo del flujo de calor suministrado, para ciertos flujos de agua de enfriamiento. Es por esto que se recomienda operar con relaciones de llenado de alrededor de 30%; si se requiere un valor exacto para cada caso se tendrán que hacer las pruebas correspondientes para determinar el valor de este parámetro.

En lo que respecta a la influencia del flujo de enfriamiento, se esperaría que el flujo de 2 lpm fuera el que absorbiera la mayor cantidad de calor, sin embargo, la resistencia térmica del gran espesor de la película de condensado reduce sustancialmente la eficiencia en la transferencia de calor para esta condición y se tiene por lo tanto una disminución en el rechazo de calor en el condensador. Es por lo tanto recomendable intensificar la transferencia de calor en el condensador por el lado del condensado más que por el del fluido de enfriamiento. Algunas de las técnicas de intensificación que se podrían aplicar serían las de fabricar la superficie interna con rugosidades discretas o la instalación de espirales o cintas perforadas.

Es necesario resaltar que los valores de la eficiencia térmica obtenidos para este tipo de dispositivo, usando agua destilada como fluido de trabajo, son altos y están cercanos a los encontrados en otras investigaciones con diferentes fluidos de trabajo, Maydanik et al. [8]. Aunque la aplicación del termosifón de contorno estudiado vaya orientada hacia equipos de recuperación de calor residual, donde es más importante la cantidad de calor transportado, una mayor eficiencia térmica conduce a tener un equipo con una menor área de la superficie de intercambio de calor, ahorrando peso y espacio. Por lo tanto, se puede proponer la implementación del termosifón de contorno estudiado como elemento de equipos de recuperación de energía residual en procesos donde los gases de combustión tengan temperaturas en el intervalo de 100 a 250 °C.

Análisis de incertidumbre

El análisis de la incertidumbre se realizó siguiendo las recomendaciones de Jong y Terrence [22], Taylor [23], Coleman y Steele [24]. Debido a que se estudió la influencia del flujo de enfriamiento en el comportamiento térmico de un termosifón de contorno, es de interés obtener los valores de la incertidumbre para el parámetro más importante en este proceso: el calor absorbido por el fluido de enfriamiento. Los valores de la incertidumbre obtenida para el calor absorbido en los diferentes casos estudiados se presentan en la Tabla 2.

Como se puede ver de la Tabla 2, el máximo valor de la incertidumbre en el calor absorbido resultó ser menor al 5% por lo que se considera que los resultados obtenidos son confiables.

Conclusiones

Se investigó experimentalmente la influencia del flujo de enfriamiento sobre el comportamiento térmico de un termosifón de contorno. El transporte de calor máximo obtenido por el termosifón de contorno fue de 374 W para un porcentaje de llenado de 30%. De acuerdo con la tendencia de los resultados es posible aseverar que mientras mayor sea el flujo de enfriamiento, mayor será la independencia de la relación de llenado. Por lo tanto, para un flujo de agua de enfriamiento mayor a 2 lpm, la relación de llenado solo tendrá influencia sobre la capacidad de transporte de calor.

Tabla 2. Valores de la incertidumbre del calor absorbido.

Q_{sum} (W)	Q_{abs} Promedio (W)	$\pm U_{Q_{abs}}$ (W)	$\pm U_{Q_{abs}}$ (%)	Q_{abs} Promedio (W)	$\pm U_{Q_{abs}}$ (W)	$\pm U_{Q_{abs}}$ (%)
$\dot{m} = 0.017$ kg/s - 15%				$\dot{m} = 0.017$ kg/s - 30%		
157	125	5.0	3.9	121	5.0	4.2
304	224	7.9	3.2	250	8.2	3.3
442	354	10.9	3.1	374	11.6	3.1
$\dot{m} = 0.033$ kg/s - 15%				$\dot{m} = 0.033$ kg/s - 30%		
157	121	5.8	4.8	108	5.1	4.7
304	237	8.1	3.4	239	8.6	3.5
442	354	11.1	3.1	359	11.7	3.2

Respecto al flujo de enfriamiento, se determinó su valor óptimo en base a la eficiencia térmica máxima que se obtiene para una relación de llenado y un flujo de calor suministrado dados.

La eficiencia máxima del termosifón de contorno se alcanzó con un flujo de enfriamiento de 1.34 lpm y un porcentaje de llenado de 30%, siendo ésta de 84.8%. Como era de esperarse, la eficiencia máxima resultó ser consecuencia del máximo calor suministrado. Sin embargo, para flujos de calor suministrado pequeños y flujos de enfriamiento menores a 1.5 lpm la eficiencia del dispositivo alcanzó valores entre 77% - 79%, sin que tenga una mayor influencia la relación de llenado. La alta eficiencia térmica presentada por estos dispositivos representa que los termosifones de contorno se podrán usar para construir equipos de intercambio de calor que necesitarán un área de la superficie menor lo que redundará en unas dimensiones y pesos menores.

Investigaciones futuras incluirán el uso de otros fluidos de trabajo, así como diferentes configuraciones geométricas.

Agradecimientos

Los autores expresan su agradecimiento al Instituto Politécnico Nacional (IPN) y al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico que otorgaron a este proyecto de investigación.

Referencias

1. L. Vasiliev, *State-of-the-art on heat pipe technology in the former Soviet Union*, Applied Thermal Engineering 18 (1998) 507-551.
2. F. Sánchez Silva, I. Carvajal Mariscal, G. Tolentino Es-lava, J. Abugaber Francis, *Diseño térmico y mecánico de un intercambiador de calor en base a tubos termosifones bifásicos*, Información Tecnológica 12 (2001) 63-70.
3. A. Gershuni, A. Nishchik, Ye. Pysmenny, G. Polupan, F. Sanchez Silva, I. Carvajal Mariscal, *Heat Exchangers of the Gas-Gas Type Based on Finned Heat Pipes*, International Journal of Heat Exchangers 5 (2004) 347-358.
4. H. I. Abu-Mulaweh, *Design and performance of a thermosyphon heat recovery system*, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 471-477.
5. M. Kannan, E. Natarajan, *Thermal performance of a two-phase closed thermosyphon for waste heat recovery system*, Journal of Applied Sciences 10 (2010) 413-418.
6. G. Polupan, G. Jarquin López, I. Carvajal Mariscal, Ye. Pysmenny, *Desarrollo de recuperadores de energía para calderas basados en elementos bifásicos*, Información Tecnológica 22 (2011) 83-90.
7. I. Carvajal Mariscal, F. Sánchez Silva, G. Polupan, *Development of High Efficiency Two-Phase Thermosyphons for Heat Recovery*, en: *Heat Exchangers - Basics Design Applications*, InTech, Croatia, (2012), pp. 97-116.
8. Y. F. Maydanik, V. I. Dmitrin, V. G. Pastukhov, *Two Phase Loop Thermosyphons*, Proceedings of VIII Minsk International Seminar: Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources, Minsk, Belarus, 2011, pp. 12-15.
9. A. Franco, S. Filippeschi, *Closed Loop Two-Phase Thermosyphon of Small Dimensions: a Review of the Experimental Results*, Microgravity Science and Technology 24 (2012) 165-179.
10. D. Khrustalev, *Loop Thermosyphons for Cooling of Electronics*, Proceedings of 18th Annual IEEE Symposium: Semiconductor Thermal Measurement and Management, San Jose, CA, USA, 2002, pp. 145-150.
11. P. Aniruddha, K. J. Yogendra, H. B. Monem, D. P. Chandrakant, T. M. Wenger, *Design and Performance Evaluation of a Compact Thermosyphon*, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies 25 (2002) 601-607.
12. S. W. Kang, M. C. Tsai, C. S. Hsieh, J. Y. Chen, *Thermal Performance of a Loop Thermosyphon*, Tamkang Journal of Science and Engineering 13 (2010) 281-288.
13. C. C. Chang, S. C. Kuo, M. T. Ke, S. L. Chen. *Two-phase Closed-loop Thermosyphon for Electronic Cooling*, Experimental Heat Transfer 23 (2010) 144-156.
14. M. Esen, H. Esen, *Experimental Investigation of a Two-Phase Closed Thermosyphon Solar Water Heater*, Solar Energy 79 (2005) 459-468.
15. B.R. Chen, Y.W. Chang, W.S. Lee, S.L. Chen, *Long-Term Thermal Performance of a Two-Phase Thermosyphon Solar Water Heater*, Solar Energy 83 (2009) 1048-1055.
16. A. Franco, S. Filippeschi, *Experimental Analysis of Closed Loop Two Phase Thermosyphon (CLTPT) for energy systems*, Experimental Thermal and Fluid Science 51 (2013) 302-311.
17. C. Vincent, J. Kok, *Investigation of the Overall Transient Performance of the Industrial Two-Phase Closed Loop Thermosyphon*, International Journal of Heat Mass Transfer 35 (1992) 1419-1426.
18. F. Milanez, M. Mantelli, *Heat Transfer Limit due to Pressure Drop of a Loop Thermosyphons*, Proceedings of 15th International Heat Pipe Conference, Clemson, USA, 2010, pp. 237-250.
19. F. Milanez, M. Mantelli, *A Two-Phase Loop Thermosyphon with Naphthalene as Working Fluid*, Proceedings of 16th International Heat Pipe Conference, Lyon, France, 2012, pp. 407-412.
20. Y. Dobriansky, *Concepts of Self-Acting Circulation Loops for Downward Heat Transfer (Reverse Thermosyphons)*, Energy Conversion and Management 52 (2011) 414-425.

21. S. Sánchez Martínez, *Diseño, construcción y caracterización de un termosifón tipo contorno*, Tesis de Maestría, Instituto Politécnico Nacional, México, D.F., 2014.
22. K. Jong, S. Terrence, Journal of Heat Transfer Policy on Reporting Uncertainties in Experimental Measurements and Results, Journal of Heat Transfer 115 (1993) 5-6.
23. H. W. Coleman, G. W. Steele, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, Wiley, New York, 1999.
24. J. R. Taylor, *An introduction to error analysis. The study of uncertainties on physical measurements*, second ed., University Science Books, Sausalito, 1997.