Propuesta de obtención de curvas de operación para termosifones bifásicos cerrados

Carolina Mira Hernández
Universidad EAFIT, Medellín, Colombia, cmiraher@eafit.edu.co

Luis Santiago Paris Londoño
Universidad EAFIT, Medellín, Colombia, lparis@eafit.edu.co

RESUMEN

Se hace una propuesta para la obtención experimental de curvas de operación para termosifones bifásicos cerrados (TSBC) . El trabajo surge como alternativa al desarrollo de modelos numéricos y analíticos complejos para estos dispositivos. El objetivo es estudiar la operación de los TSBC para asistir su implementación en equipos técnicos como recuperadores de calor, calentadores solar, sistemas de secado, entre otros. Se utiliza el análisis dimensional para establecer un conjunto de grupos adimensionales que describan el desempeño de los TSBC y faciliten la comparación de distintas medidas experimentales. Se describe un montaje para la prueba de un TSBC en el que se puede variar la temperatura de pared del condensador y el flujo de calor transportado. Se mantienen constantes parámetros como: diámetro, longitud del condesador y evaporador, masa de las fluido de trabajo. Se presentan resultados de las pruebas experimentales y el comportamiento de algunos grupos adimensionales en las mismas.

Keywords: Tubos de calor, termosifones bifásicos, desempeño térmico, análisis dimensional, recuperadores de calor.

ABSTRACT

A proposal to obtain operation curves of two-phase closed thermosyphons (TPCT) is made. The proposed method is an alternative to the complex numerical and analytical models for these devices. The objective is to study the performance of TPCT and assist its implementation in technical equipment such as: heat recovery systems, solar heaters, drying systems, among others. The dimensional analysis is used to establish a set of dimensionless groups that described the TCPT performance and enable the evaluation of different experimental measurements. The experimental setup used to test a TPCT is described; in this system it is possible to change the temperature at the condenser wall and the heat flux. Parameters such as diameter, condenser length, evaporator length and mass of work fluid are kept constant. Experimental results and the behavior of some of the dimensionless groups are presented.

Keywords: Heat pipes, two phase thermosyphons, thermal performance, dimensionless analysis, heat recovery systems.

1. INTRODUCCIÓN

Un tubo de calor es un dispositivo con una alta capacidad de conducir calor, cuyo funcionamiento se basa en la evaporación y la condensación de un fluido. Consiste en un recipiente sellado que tiene una estructura capilar (medio poroso o malla) en las paredes y dentro el cual se encuentra un fluido de trabajo. A través del evaporador se ingresa calor al sistema, ocasionando una vaporización del fluido. El vapor viaja a una zona de menor temperatura (condensador) donde entrega el calor y se condensa. Para mantener el ciclo en funcionamiento es

necesario que el fluido retorne al evaporador. Este transporte puede ser asistido por la gravedad, cuando el tubo está en posición vertical con el evaporador en la parte inferior o puede ocurrir por bombeo capilar a través del medio poroso.Cuando el transporte del líquido puede ser asistido por la gravedad se suprime la estructura capilar. A estos tubos de calor sin malla se les conoce como termosifones bifásicos cerrados (TSBC) (FAGHRI, 1995). En ellos el líquido viaja del condensador al evaporador deslizándose por la pared del contenedor, formando una película. Un esquema del funcionamiento de un TSBC se presenta en la Figura 1.

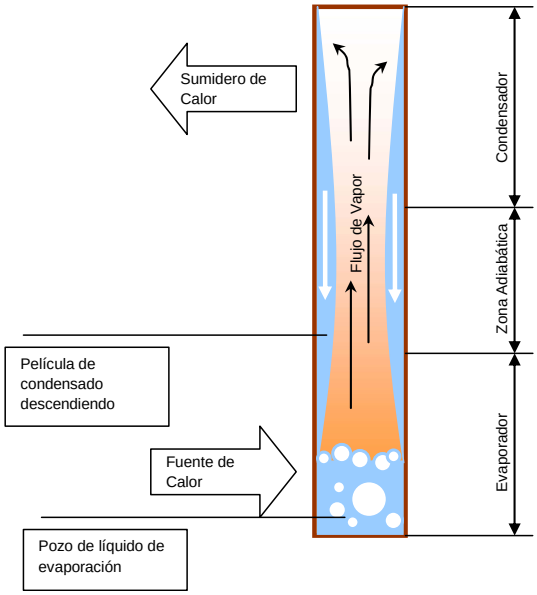

Figura 1 Esquema de operación de un termosifón bifásico cerrado

Los TSBC son dispositivos bastante flexibles. Luego de su construcción quedan determinados aspectos como el diámetro, la longitud y la masa de fluido de trabajo. Sin embargo, las condiciones externas pueden modificarse de acuerdo con la aplicación. Dentro de estas condiciones externas están: las longitudes del evaporador, el condensador y la zona adiabática. También las condiciones de frontera para la transferencia de calor; las cuales pueden ser: temperatura fija, flujo de calor constante o frontera convectiva.

En general, es difícil estimar el desempeño de un TSBC dado un conjunto de condiciones externas de operación. Puesto que, su funcionamiento involucra, en su interior, distintos fenómenos de transporte acoplados, lo que hace que su modelamiento sea complejo. Los modelos deben considerar la conservación de cantidad de movimiento, energía y masa en las fases de vapor y de líquido; además de efectos de la vaporización y condensación en las interfaces.

Existen modelos simplificados para la operación de los tubos de calor (PETTERSON, 1994; FAGHRI 1995) . Algunos hacen un planteamiento de resistencias térmicas equivalentes (ZESHENG L. & BINGHUI, 2008), las cuales se encuentran después de una serie de consideraciones. Sin embargo, la sencillez de estos modelos implica ignorar algunos fenómenos determinantes en el funcionamiento y solo son apropiados para cálculos preliminares del flujo de calor.

El otro nivel de modelamiento de los tubos de calor es el de la simulación numérica. En este ámbito se pueden acoplar distintos modelos y acercarse así a los fenómenos complejos que ocurren dentro de un tubo de calor. Sin embargo, es difícil acceder a estos modelos ya que estos son desarrollados en ambientes investigativos y la mayoría de programas comerciales de simulación no incluyen módulos para tubos de calor. Entonces el diseño de aplicaciones que utilizan los tubos de calor encuentra obstáculos para determinar cómo se comportan estos dentro del sistema. Estos aspectos dificultan la popularización de la tecnología de los tubos de calor. Una mayor comprensión de su funcionamiento permitiría que estos fueran utilizados como elementos comerciales en distintas aplicaciones.

Se han reportado, también, muchos estudios experimentales del desempeño de TSBC. Algunos de estos trabajos utilizan el enfoque del análisis dimensional y/o se analiza la influencia en el desempeño de parámetros espcíficos como: la razón de llenado (PARK, KANG & KIM), la longitud relativas del evaporador (PAYAKARUKA, TERDTOON & RITTHIDECH, 2000) y el fluido de trabajo (ZIAPOUR & SHAKER, 2010). También se han hecho estudios de correlación, en los que se han encontrado importantes conclusiones. Por ejemplo, que números relacionados con la tensión superficial, número de Webber y número de Bond, y la aceleración de la gravedad, número de Froude, tienen poca correlación en la operación vertical de termosifones (PAYAKARUKA, TERDTOON & RITTHIDECH, 2000). Sin embargo, aún persisten retos para extrapolar estos resultados a distintos condiciones y características de TSBC y para el uso de los mismos en el desarrollo aplicaciones técnicas.

En la actualidad, los tubos de calor y los TSBC tienen diferentes apliaciones comerciales como: calentadores solares, sistemas de refrigeración para componentes electrónicos, dehumificadores, recuperadores de calor, entre otros. Pero es difícil encontrar una oferta de tubos de calor como elementos individuales y estándares para uso en aplicaciones específicas.

El problema que se pretende enfrentar es hacer una propuesta para la obtención de curvas de operación de TSBC que permitan estimar su desempeño en diferentes condiciones y así facilitar su selección e inclusión en aplicaciones térmicas. Además, tener un mejor control de los equipos térmicos que utilizan TSBC.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 DEFINICIÓN DE PARÁMETROS

La primera parte del análisis consiste en identificar los parámetros que determinan el funcionamiento de un termosifón bifásico cerrado. El conjunto de parámetros incluye variables geométricas, condiciones de carga, condición de frontera térmica y propiedades del fluido de trabajo. En la siguiente Tabla 1se presentan los parámetros seleccionados como determinantes en el funcionamiento.

Tabla 1 Parámetros determinantes del funcionamiento de un TSBC

Tipo de parámetro	Descripción	Notación
Geometría	Longitud del evaporador	L_e
	Longitud del condensador	L_c
	Longitud de la zona adiabática	L_a
	Diámetro interior del contenedor	D
Condición de carga	Densidad global de carga (masa de fluido / Volumen total del contenedor)	$\rho_c = \frac{m_c}{V_T}$
Condición de frontera térmica	Diferencia de temperatura entre el evaporador y el condensador	$T_{w,e} - T_{w,c}$
	Flujo de calor transferido	$\dot{Q}$
Propiedades fluido de trabajo	Diferencia de densidades del líquido y el vapor	$\rho_f - \rho_g$
	Conductividad del líquido	k_f
	Entalpía de vaporización	h_{fg}
	Calor específico del líquido	c_{pf}
	Viscosidad del líquido	μ_f

En el análisis se omiten el calor específico a presión constante del vapor y su conductividad térmica. Lo anterior se hace porque, se considera que, la corriente de vapor es casi isotérmica y que, en el vapor, la transferencia de calor está dominada por la convección y la conducción es despreciable.

Se debe resaltar, también, que los parámetros seleccionados hacen referencia a variables externas y a propiedades del fluido. No se incluyen parámetros como el espesor de la película de líquido o las velocidades promedio en las corrientes de líquido y vapor. Estas variables no se incluyen porque se dificulta su medición experimental y porque quien está seleccionando un tubo de calor para una aplicación particular no puede conocerlas con facilidad. Se eligieron parámetros que puedan conocerse con facilidad.

2.2 CONSTRUCCIÓN DE GRUPOS ADIMENSIONALES

Luego de la definición de los parámetros determinantes de la operación se procede con la realización de un análisis dimensional. Primero se construye la matriz de dimensiones de las variables analizadas. Esta matriz se presenta en la Tabla 2.

Tabla 2 Matriz de dimensiones

	$(\rho_f - \rho_g)$	D	h_{fg}	$T_{w,e} - T_{w,c}$	$\dot{Q}$	ρ_c	μ_f	k_f	c_{pf}	L_e	L_a	L_c
Masa (M)	1	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0
Longitud (L)	-3	1	2	0	2	-3	-1	1	2	1	1	1
Tiempo (t)	0	0	-2	0	-3	0	-1	-3	-2	0	0	0
Temperatura (T)	0	0	0	1	0	0	0	.1	-1	0	0	0

Las variables involucradas se pueden expresar en términos de cuatro magnitudes fundamentales. Entonces, utilizando el teorema de pi – Buckingham se concluye que deben construirse ocho grupos adimensionales.

Para el proceso de construcción de los números se selecciona un grupo de cuatro variables, cada una de las cuales da cuenta de una magnitud fundamental: el diámetro para la longitud, la diferencia de densidades entre el líquido y el vapor para la masa, la entalpía de vaporización para el tiempo; y la diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador para la temperatura. Luego, se buscan productos adimensionales entre estas variables y cada una de las otras. En la Tabla 3 se presenta el resumen de este procedimiento.

Tabla 3 Conformación grupos adimensionales

$\pi_1 = QD^a(\rho_f - \rho_g)^b h_{fg}^c (T_{w,e} - T_{w,c})^d$ $a = -2 \quad b = -1 \quad c = -3/2 \quad d = 0$	$\pi_1 = \dfrac{\dot{Q}}{(\rho_f - \rho_g) D^2 h_{fg}^{3/2}}$
$\pi_2 = \mu_f D^a(\rho_f - \rho_g)^b h_{fg}^c (T_{w,e} - T_{w,c})^d$ $a = -1 \quad b = -1 \quad c = -1/2 \quad d = 0$	$\pi_2 = \dfrac{\mu_f}{(\rho_f - \rho_g) D h_{fg}^{1/2}}$
$\pi_3 = L_e D^a(\rho_f - \rho_g)^b h_{fg}^c (T_{w,e} - T_{w,c})^d$ $a = -1 \quad b = 0 \quad c = 0 \quad d = 0$	$\pi_3 = \dfrac{L_e}{D}$
$\pi_4 = L_a D^a(\rho_f - \rho_g)^b h_{fg}^c (T_{w,e} - T_{w,c})^d$ $a = -1 \quad b = 0 \quad c = 0 \quad d = 0$	$\pi_4 = \dfrac{L_a}{D}$
$\pi_5 = L_c D^a(\rho_f - \rho_g)^b h_{fg}^c (T_{w,e} - T_{w,c})^d$ $a = -1 \quad b = 0 \quad c = 0 \quad d = 0$	$\pi_5 = \dfrac{L_c}{D}$
$\pi_6 = \rho_c D^a(\rho_f - \rho_g)^b h_{fg}^c (T_{w,e} - T_{w,c})^d$ $a = 0 \quad b = -1 \quad c = 0 \quad d = 0$	$\pi_6 = \dfrac{\rho_c}{\rho_f - \rho_g}$
$\pi_7 = k_f D^a(\rho_f - \rho_g)^b h_{fg}^c (T_{w,e} - T_{w,c})^d$ $a = -1 \quad b = -1 \quad c = -3/2 \quad d = 1$	$\pi_7 = \dfrac{k_f (T_{w,e} - T_{w,c})}{(\rho_f - \rho_g) D h_{fg}^{3/2}}$

$\pi_8 = c_{pf} D^a \left(\rho_f - \rho_g\right)^b h_{fg}^c \left(T_{w,e} - T_{w,c}\right)^d$ $a = 0 \quad b = 0 \quad c = -1 \quad d = 1$	$\pi_8 = \dfrac{\left(T_{w,e} - T_{w,c}\right) c_{pf}}{h_{fg}}$

Los anteriores son grupos adimensionales preliminares, luego se procede a construir, en base a estos, nuevos grupos que tengan similitud con grupos ya conocidos. En la Tabla 4 se presenta la reoconfiguración de los grupos adimensionales.

Tabla 4 Grupos adimensionales definitivos

Jacob modificado	$Ja = \dfrac{\pi_8}{\pi_6} = \dfrac{\left(T_{w,e} - T_{w,c}\right) c_{pf}}{h_{fg}} \dfrac{\left(\rho_f - \rho_g\right)}{\rho_c}$
Reynolds modificado	$\mathrm{Re} = \left(\pi_2\right)^{-1} = \dfrac{\left(\rho_f - \rho_g\right) D h_{fg}^{1/2}}{\mu_f}$
Prandtl del fluido	$\mathrm{Pr} = \dfrac{\pi_8 * \pi_2}{\pi_7} = \dfrac{c_{pf} \mu_f}{k_f}$
Densidad relativa	$\rho_r = \left(\pi_6\right)^{-1} = \dfrac{\rho_f - \rho_g}{\rho_c}$
Calor adimensional	$\phi = \dfrac{\pi_1 * \pi_8}{\pi_7} = \dfrac{\dot{Q} c_{pf}}{h_{fg} k_f D}$
Relación de aspecto evaporador	$RA_e = \pi_3 = \dfrac{L_e}{D}$
Relación de aspecto zona adiabática	$RA_a = \pi_4 = \dfrac{L_a}{D}$
Relación de aspecto condensador	$RA_c = \pi_5 = \dfrac{L_c}{D}$

2.3 MONTAJE EXPERIMENTAL PARA LA PRUEBA DE TSBC

La influencia de los números adimensionales propuestos debe ser valorada experimentalmente. Se hacen pruebas de desempeño a un TSBC con contenedor de cobre y con agua como fluido de trabajo. En la Tabla 5 se presentan los datos del TSBC utilizado.

Tabla 5 Propiedades TSBC estudiado

Fluido de trabajo	Agua
Material contenedor	Cobre
Longitud total	700 mm
Longitud evaporador	69 mm
Longitud condensador	286 mm
Diámetro externo	15.88 mm
Diámetro interno	14.35 Mm
Masa de carga	2 G

En la prueba de TSBC se impone un flujo de calor específico en el evaporador, el cual es transferido en el condensador hacia un medio a temperatura constante. Para esto se incorpora en la parte inferior (evaporador) del TSBC un sistema de calentamiento eléctrico por resistencia y se pone en la parte superior (condensador) un intercambiador de calor que funciona con agua. Además, se instalan sensores de temperatura (termocuplas tipo K) en cada una de las regiones del TSBC. En el evaporador se tienen tres puntos de medición de temperatura, en la zona adiabática se tienen tres y en el condensador cuatro. Además, se registran las temperaturas de entrada y salida del agua que fluye por el intercambiador. Las pruebas se conducen hasta alcanzar el estado estacionario, es decir, cuando la variación de temperaturas es alrededor del 1%. Todo el sistema se aísla térmicamente. En la Figura 2, se muestra un esquema del montaje con los puntos de medición de temperatura y una fotografía del montaje real.

El desempeño del TSBC debe ser evaluado en distintas condiciones de operación, por lo cual es necesario variar el flujo de calor y la temperatura de pared en el condensador. El flujo de calor se modifica a través del voltaje aplicado a la resistencia en un rango de 10 a 400W. Para la temperatura del agua de enfriamiento se dispone de un sistema de circulación y control de temperatura que permite tener un caudal constante de 1.5LPM y temperaturas desde 30°C hasta 70°C.

En los ensayos realizados la temperatura varía en un rango de 30°C a 70°C. Además, se trabaja con longitudes de cada una de las regiones constantes. La longitud de evaporador Le =69 mm, la de la zona adiabática La = 345 mm y la del condensador Lc =286 mm.

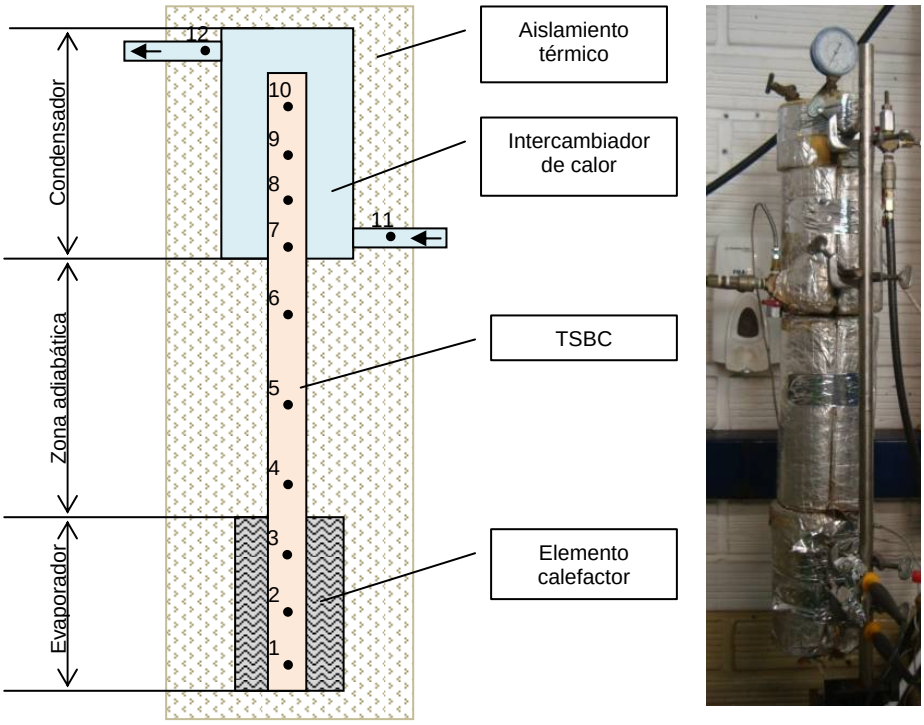

Figura 2 Esquema montaje para prueba de TSBC

Se cuenta con un sistema de adquisición de datos de temperatura y cada ensayo se conduce hasta alcanzar el estado estacionario, el cual se estima cuando el porcentaje de variación de las temperaturas es menos del 2%.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se realizan ensayos a temperaturas de pared del condensador de 40°C, 60°C y 70° a diferentes tasas de transferencia de calor, permitiendo que para cada punto de prueba se alcance el estado estacionario. Con los registros de temperatura, se encuentra la diferencia de temperatura requerida para cada flujo de calor. Los resultados de estas pruebas se presentan en la Figura 3. Se observa que la relación entre la diferencia de

temperatura y el flujo de calor es lineal, esto indica que en el rango en el que se realizaron las pruebas el TSBC tiene una conductancia térmica constante.

También, es importante resaltar que el ajuste lineal de los datos indica que el intercepto es diferente de cero. Esto puede representar que el TSBC puede soportar una diferencia de temperatura sin flujo de calor, o que el rango de operación a bajas potencia es diferente y no puede ser descrito con una extrapolación de los datos experimentales. En la realización de las pruebas experimentales los ensayos a baja potencia tardan más en alcanzar el estado estacionario y se presentan algunas variaciones atípicas de la temperatura.

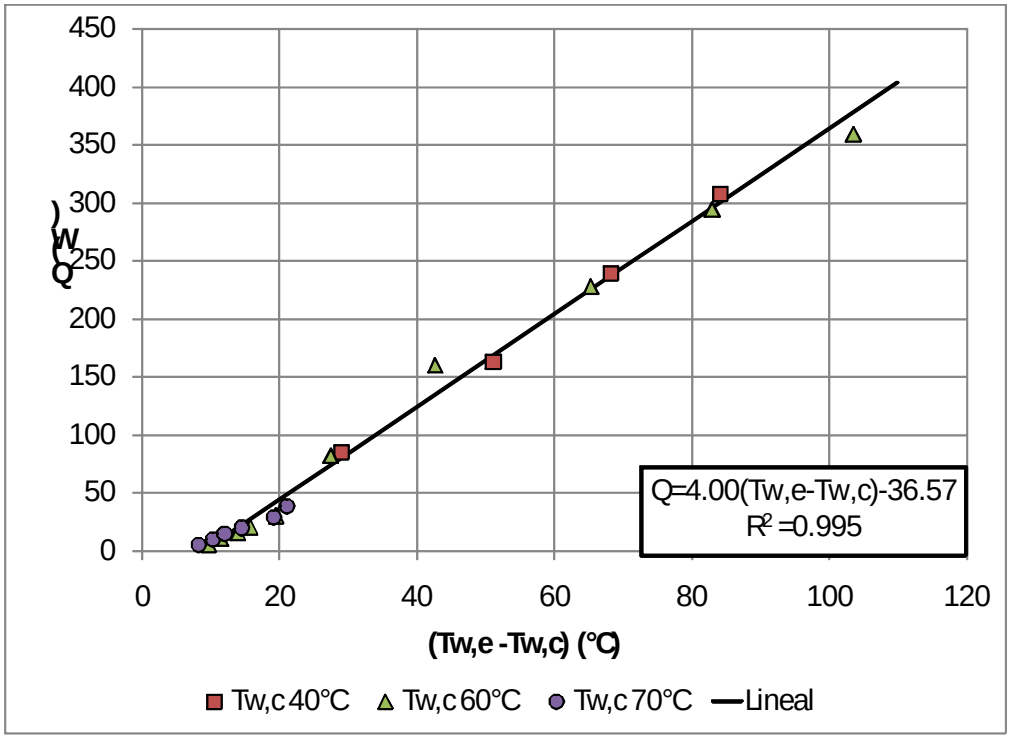

Figura 3 Flujo de calor y diferencia de temperatura

Con los datos registrados experimentalmente se calculan los números adimensionales y se evalúa su comportamiento. Las propiedades del fluido que aparecen en los grupos adimensionales se toman a la temperatura promedio entre la temperatura de pared del evaporador y la temperatura de pared del condensador. Se observa una relación lineal marcada entre el flujo de calor adimensional y el número de Jacob. En la Figura 4 se presenta el comportamiento experimental de estos dos grupos adimensionales.

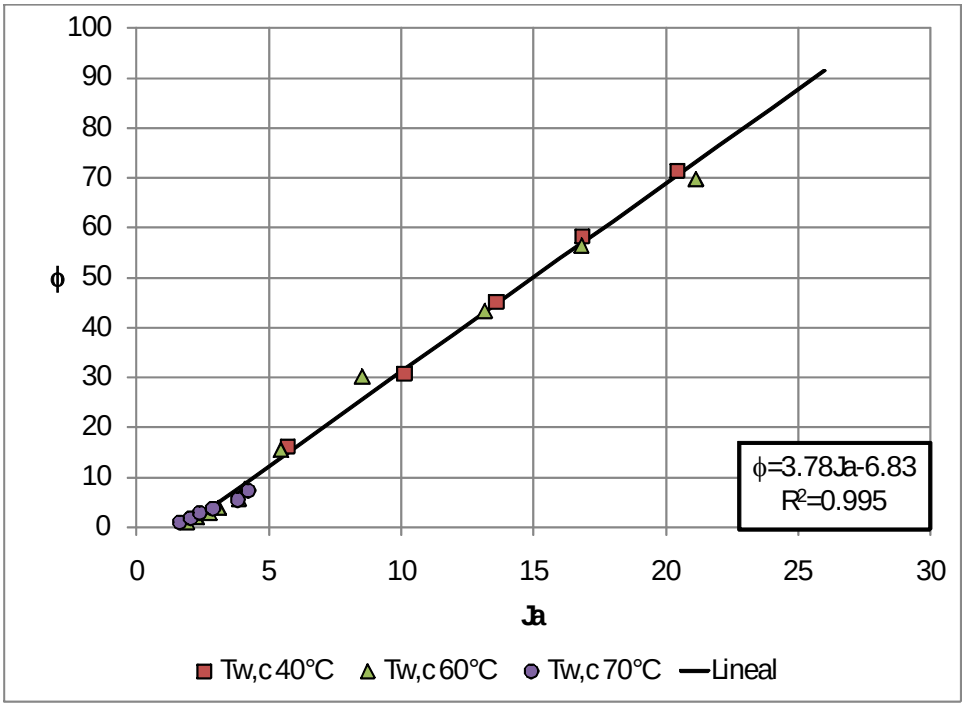

Figura 4 Flujo de calor adimensional ϕ y número de Jacob *Ja*

Se resalta que la relación lineal entre el flujo de calor adimensional y el número de Jacob es independiente de la temperatura de pared impuesta en el condensador. La relación entre estos grupos adimensionales es la más relevante del trabajo experimental desarrollado.

4. CONCLUSIONES

Se desarrolló un proceso de análisis dimensional a partir de variables de operación que pueden ser determinadas o definidas por un potencial usuario del TSBC, de donde se conforman 8 grupos adimensionales. Las pruebas experimentales muestran un comportamiento lineal entre el flujo de calor y la diferencia de temperatura.

Se observa, también un comportamiento lineal entre el flujo de calor adimensional, ϕ, y el número de Jacob, Ja, relacionado con la diferencia de temperatura. En los ensayos realizados la relación de proporcionalidad entre ambos grupos no se ve afectada por las diferentes temperaturas de pared en condensador. Ésta pendiente es un indicativo del calor transportado por cada diferencia de temperatura entre el condensador y el evaporador, está relacionada con la conductancia global del TSBC estudiado. En este caso es de 3.78.

Está por estudiar el comportamiento en otros rangos de operación como flujos de calor adimensional menores a 10 y superiores a 100. Igualmente, se plantean trabajos donde se estudie la influencia del tamaño relativo del evaporador y el condensador.

REFERENCIAS

Faghri, A. (1995). *Heat Pipe Science and Technology*. Taylor & Francis, New York. ISBN 1560323833.

Petterson, G.P. (1994). *An introduction to heat pipes*. John Wiley & Sons, New York. ISBN 047130512X.

Zesheng, L. y Binghui. M. (2008). "Equivalent Thermal Conductivity of Heat Pipes". *Frontiers of Mechanical Engineering in China*, Vol. 3, No. 4, pp 462-466.

Park, Y.; Kang H. K. y Kim C.J. (2002). "Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 45, pp 4655–4661.

Ziapour, B.M, y Shaker, H. (2010). "Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon using different working fluids". *Heat Mass Transfer*, Vol 46, pp 307–314.

Payakaruka, T.; Terdtoon, P. & Ritthidech S. (2000) "Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions" *Applied Thermal Engineering*, Vol 20, pp 781-790.

Autorización y Renuncia

Los autores autorizan a LACCEI para publicar el escrito en las memorias de la conferencia. LACCEI o los editores no son responsables ni por el contenido ni por las implicaciones de lo que esta expresado en el escrito.