



# **INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**

---

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y  
ELÉCTRICA UNIDAD ZACATENCO**

**SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E  
INVESTIGACIÓN**

## **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE UN TERMOSIFÓN TIPO CONTORNO”**

**T E S I S**  
**QUE PARA OBTENER EL GRADO  
DE:**

**MAESTRO EN CIENCIAS  
EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:  
ING. SAID ALAN SÁNCHEZ MARTÍNEZ**

**DIRECTOR DE TESIS:**

**DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL**



**MÉXICO, D.F.**

**JULIO 2014**



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**  
**SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO**

SIP-14

**ACTA DE REVISIÓN DE TESIS**

En la Ciudad de     México, D.F.     siendo las     12:00     horas del día     21     del mes de     Mayo     del     2014     se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de     E. S. I. M. E.     para examinar la tesis titulada:

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE UN TERMOSIFÓN TIPO CONTORNO”.**

Presentada por el alumno:

**SÁNCHEZ**  
Apellido paterno

**MARTÍNEZ**  
Apellido materno

**SAID ALAN**  
Nombre(s)

Con registro: 

B	1	2	0	8	8	6
---	---	---	---	---	---	---

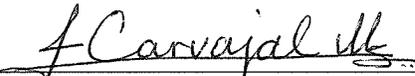
aspirante de:

**MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECÁNICA**

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Director(a) de tesis

  
DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL

Presidente

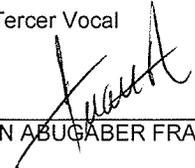
  
DR. FLORENCIO SÁNCHEZ SILVA

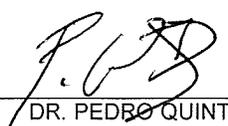
Segundo Vocal

  
DR. JOSÉ ALFREDO JIMÉNEZ BERNAL

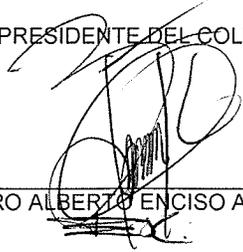
Secretario

Tercer Vocal

  
M. EN C. JUAN ABUGABER FRANCIS

  
DR. PEDRO QUINTO DIEZ

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

  
DR. MAURO ALBERTO ENCISO AGUILAR



***INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL***  
***SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO***

***CARTA CESIÓN DE DERECHOS***

En la Ciudad de México, D.F. el día 22 del mes de Mayo del año 2014, el que suscribe Said Alan Sánchez Martínez alumno del Programa de Maestría en Ciencias de Ingeniería en Sistemas Energéticos, con número de registro B120886, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME – U. Zacatenco, manifiesta que es el autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Ignacio Carvajal Mariscal y cede los derechos del trabajo titulado “Diseño, Construcción y Caracterización de un Termosifón Tipo Contorno”, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a las siguientes direcciones [saidma54@hotmail.com](mailto:saidma54@hotmail.com). Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

---

Said Alan Sánchez Martínez

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por haberme dado la vida y la salud para poder cumplir con felicidad este sueño.

Agradezco al Instituto Politécnico Nacional mi alma mater de estudio, por darme la oportunidad de estudiar el programa de maestría.

A mis padres por el inmenso amor y apoyo que siempre me han dado en cada uno de mis retos profesionales, éste logro es para ustedes.

A Alaide, mi fiel compañera en todos los momentos de mi vida, agradezco que siempre tengas la paciencia y la sabiduría para hacerme una mejor persona.

A mi asesor de tesis el Dr. Ignacio Carvajal Mariscal que sin su inteligencia, la previsión y el olfato para enseñar e impulsar, no habría sido posible concluir esta investigación.

Al M. en C. Juan Abugaber Francis y al Dr. Florencio Sánchez Silva por sus observaciones y comentarios que ayudaron a mejorar esta investigación.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por darme el apoyo económico para cursar mis estudios de posgrado.

Al Programa Institucional de Formación de Investigadores del IPN, por brindarme el apoyo económico.

Al Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada de la SEPI-ESIME Zacatenco, por las facilidades de utilizar sus instalaciones y equipos para la realización de todas las pruebas experimentales.

---

---

## CONTENIDO

<b>NOMENCLATURA</b> .....	iii
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	v
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	vi
<b>RESUMEN</b> .....	viii
<b>ABSTRACT</b> .....	ix
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	x
<b>1. Antecedentes</b> .....	1
1.1 Tubos Termosifones Bifásicos .....	2
1.1.1 Funcionamiento .....	2
1.1.2 Clasificación y Aplicación .....	4
1.2 Aplicación del Termosifón de Contorno en Energía Solar .....	6
1.2.1 Captación de Energía Solar como Fuente de Calor .....	6
1.2.2 Características de la radiación solar.....	6
1.2.3 Clasificación .....	8
1.2.4 Aplicaciones domésticas .....	9
1.2.5 Investigaciones de los termosifones de contorno en captación de energía solar .....	10
1.3 Estado del arte .....	11
<b>2. Diseño y Construcción</b> .....	25
2.1 Funcionamiento .....	26
2.1.1 Análisis Teórico de un Termosifón Bifásico de Contorno .....	27
2.1.1.1 Gradiente de Presión .....	27
2.1.1.2 Presiones en la Operación .....	28
2.1.2 Hidrodinámica de un Tubo Termosifón Bifásico de Contorno .....	28
2.2 Contenedor y Fluidos de Trabajo .....	31
2.2.1 Contenedor .....	31
2.2.1.1 Cobre Tipo “L” .....	32
2.2.2 Fluido de Trabajo .....	33
2.3 Parámetros de Diseño .....	34
2.3.1 Geometría .....	34
2.3.2 Dimensiones .....	35
2.3.3 Especificaciones Técnicas .....	37
2.3.4 Límites de Operación .....	37

---

<b>3. Pruebas Experimentales</b> .....	39
3.1 Consideraciones previas a la experimentación .....	40
3.1.1 Proceso de Limpieza .....	40
3.1.2 Generación de Vacío .....	40
3.1.3 Carga del Fluido de Trabajo .....	41
3.1.3.1 Procedimiento de Carga .....	42
3.2 Instalación Experimental .....	43
3.2.1 Componentes de la Instalación Experimental .....	44
3.3 Metodología para la Caracterización del Termosifón. ....	48
3.3.1 Procedimiento .....	48
3.4 Pruebas Experimentales .....	50
3.4.1 Datos Experimentales .....	50
<b>4. Análisis de Resultados</b> .....	52
4.1 Resultados Experimentales .....	53
4.1.1 Máxima Disipación de Calor .....	53
4.1.2 Influencia del Flujo de Agua de Enfriamiento para cada uno de los Suministros de Calor .....	56
4.1.3 Calor Transportado .....	59
4.1.4 Eficiencia Térmica .....	62
<b>CONCLUSIONES</b> .....	65
<b>REFERENCIAS</b> .....	66
<b>APÉNDICE 1</b> .....	71
<b>APÉNDICE 2</b> .....	81
<b>PUBLICACIONES</b> .....	93

## NOMENCLATURA

Símbolo	Nombre	SI
A	Área – sección transversal	(m <sup>2</sup> )
C	Coefficiente de la resistencia del flujo	-
d	Diámetro	(m) o (mm)
g	Aceleración de la gravedad	9.81 m/s <sup>2</sup>
h <sub>fg</sub>	Entalpía de formación	(kJ/kg)
H	Altura	(m) o (mm)
h	Coefficiente de convección de calor	(W/m <sup>2</sup> K)
k	Coefficiente de conducción de calor	(W/m K)
K <sub>3</sub>	Parámetro de Proporcionalidad (Kutateladze y Borishanski)	-
L	Longitud característica	-
l	Longitud	(m)
$\dot{m}$	Flujo másico	(kg/s)
m	Masa	(kg)
p	Presión	(Pa)
P	Potencia Eléctrica	(W)
$\dot{q}$	Flujo de calor	(W/m <sup>2</sup> , o kW/m <sup>2</sup> )
Q	Calor	(J)
r	Radio	(m) o (mm)
R	Radio de la burbuja	(m)
R	Resistencia eléctrica	(Ω)
Re	Número de Reynolds	-
s,x	Coordenadas	(m)
T	Temperatura	(°C)
t	Tiempo	(s)
$\bar{u}$	Velocidad	(m/s)
V	Tensión eléctrica	(V)
V	Volumen	(m <sup>3</sup> )
x	Calidad del vapor	-

## Símbolos Griegos

$\delta$	Espesor de película de condensado	(m)
$\sigma$	Tensión superficial del líquido	(N/m)
$\mu$	Viscosidad dinámica	(kg/m s)
$\nu$	Viscosidad cinemática	(m <sup>2</sup> /s)
$\rho$	Densidad	(kg/m <sup>3</sup> )
$\xi$	Coefficiente de la resistencia del flujo	-
$\tau$	Esfuerzo cortante	(N/m <sup>2</sup> )
$\phi$	Diámetro	(m)
$\Psi$	Porcentaje en el volumen de llenado	(%)

---

## Subíndices

ad	Adiabática
Amb	Ambiente
Atm	Atmosférica
c	Condensador
e	Evaporador
<i>f</i>	Flujo, Fricción
gr	Gravedad
in	Interno
m	Momento
máx	Máximo
t	Total
$\bar{o}$	Superficie de la película líquida
v	Vapor
void	Fracción del vapor
l	Líquido

---

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla</b>	<b>Descripción</b>	<b>Página</b>
1.1	Resultados de las Temperaturas del Compresor (Aliakhnovich y Vasiliev)	14
1.2	Patrones de Flujo (R.T. Dobson y J.C. Ruppertsberg)	15
2.1	Parámetros de Diseño en el Evaporador	29
2.2	Ecuaciones Principales de la Zona del Evaporador	29
2.3	Resultados del Modelo Matemático	30
2.4	Compatibilidad de Material y Fluido	31
2.5	Clasificación y Designación del Cobre Tipo L	32
2.6	Composición Química del Cobre Tipo L	32
2.7	Resistencia a la Tensión y Alargamiento del Cobre Tipo L	32
2.8	Propiedades de los Fluidos de Trabajo	33
2.9	Dimensiones del Termosifón Bifásico de Contorno	35
2.10	Especificaciones Técnicas del Termosifón Bifásico de Contorno	37
3.1	Volumen, Presión y Temperatura en el Interior del Termosifón	43
3.2	Distribución de los Termopares	46
3.3	Resultados para el porcentaje de llenado al $\Psi=20\%$	50
3.4	Datos Iniciales al $\Psi=20\%$	51
3.5	Distribución de Temperaturas al $\Psi=20\%$	51

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura</b>	<b>Descripción</b>	<b>Página</b>
1.1	Termosifón y Caloducto (Heat Pipe)	2
1.2	Caloductos de Contorno	3
1.3	Variación Térmica en un Caloducto	4
1.4	Termosifón Abierto	4
1.5	Clasificación de los Termosifones de Contorno	5
1.6	Espectro de la Radiación Solar	7
1.7	Clasificación de la Conversión en la Energía Solar	8
1.8	Principio del Funcionamiento Termosifón en un Tubo de Calor	9
1.9	Aplicación de un Colector Solar para Calentamiento de Agua	10
1.10	Enfriamiento de un Transformador	12
1.11	Enfriamiento de un Componente Electrónico por Convección Natural	12
1.12	Esquema Experimental de Termosifón del Instituto de Física Térmica	13
1.13	Termosifón de Contorno Experimental (Aliakhnovich y Vasiliev)	14
1.14	Diseño Experimental del Tubo Termosifón Bifásico	14
1.15	Tanque de Asfalto	15
1.16	Patrones de Flujo en la Zona del Evaporador	16
1.17	Instalación Experimental (B.Agostini y M.Habert)	17
1.18	Instalación Experimental (Kyung and Lee)	18
1.19	Instalación Experimental (Na et al.)	19
1.20	Instalación Experimental (Mudawar y Mukherjee)	20
1.21	Instalación Experimental (Honda et al.)	21
1.22	Instalación Experimental (Khodabandeh)	22
1.23	Instalación Experimental (Hartenstine et al.)	24
2.1	Gradiente de Presión en un Termosifón de Contorno	28
2.2	Diagrama de Flujo-Zona Evaporador	30
2.3	Tubo Termosifón Bifásico de Contorno	34
2.4	Dibujo del Termosifón	36
2.5	Prototipo	36
3.1	Bomba de Vacío VE245	41
3.2	Vacío de 560 mm Hg generado en el interior del Termosifón	41
3.3	Centro de Carga	42
3.4	Instalación Experimental	44
3.5	Resistencia Eléctrica	45
3.6	Panel del Potenciómetro	45
3.7	Escáner	46
3.8	Instalación Experimental	47
3.9	Diagrama de Flujo (Procedimiento)	49
4.1	Gráfica del flujo de calor disipado por el termosifón en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor. (Flujo de agua de enfriamiento: 1 lpm)	54
4.2	Gráfica del flujo de calor disipado por el termosifón en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor. (Flujo de agua de enfriamiento: 1.5 lpm)	55

<b>Figura</b>	<b>Descripción</b>	<b>Página</b>
4.3	Gráfica del flujo de calor disipado por el termosifón en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor. (Flujo de agua de enfriamiento: 2 lpm)	56
4.4	Gráfica del calor disipado en función del porcentaje de llenado para diferentes flujos de agua de enfriamiento. (Suministro de calor constante de 150 W)	57
4.5	Gráfica del calor disipado en función del porcentaje de llenado para diferentes flujos de agua de enfriamiento. (Suministro de calor constante de 300 W)	58
4.6	Gráfica del calor disipado en función del porcentaje de llenado para diferentes flujos de agua de enfriamiento. (Suministro de calor constante de 450 W)	59
4.7	Gráfica del flujo de calor disipado en función del flujo de calor suministrado para diferentes porcentajes de llenado (Flujo de agua de enfriamiento: 1 lpm)	60
4.8	Gráfica del flujo de calor disipado en función del flujo de calor suministrado para diferentes porcentajes de llenado (Flujo de agua de enfriamiento: 1.5 lpm)	61
4.9	Gráfica del flujo de calor disipado en función del flujo de calor suministrado para diferentes porcentajes de llenado (Flujo de agua de enfriamiento: 2 lpm)	61
4.10	Gráfica de la eficiencia térmica en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor (Flujo de agua de enfriamiento: 1 lpm)	62
4.11	Gráfica de la eficiencia térmica en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor (Flujo de agua de enfriamiento: 1.5 lpm)	63
4.12	Gráfica de la eficiencia térmica en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor (Flujo de agua de enfriamiento: 2 lpm)	64

---

## RESUMEN

En la presente investigación se diseñó, construyó y caracterizó un termosifón bifásico tipo contorno usando agua destilada como fluido de trabajo.

El diseño y la elección del material y del fluido de trabajo fueron considerados en base a la información de la literatura obtenida en las últimas dos décadas. Para la caracterización del termosifón fue necesario la construcción de una instalación experimental, en la que diferentes pruebas experimentales con tres flujos de agua de enfriamiento (1 lpm, 1.5 lpm y 2 lpm), variando el suministro de calor en la zona del evaporador (150 W, 300 W y 450 W) y diferentes porcentajes en el volumen de llenado ( $\Psi=20\%$ ,  $\Psi=30\%$  y  $\Psi=40\%$ ) permitieron determinar la capacidad máxima de transporte de calor y la eficiencia térmica del dispositivo.

Los resultados muestran que la capacidad máxima de transporte de calor se lleva a cabo con el mayor suministro de calor en el evaporador (450 W) y con el menor porcentaje de llenado ( $\Psi=20\%$ ), la tendencia indica que a mayores flujos de agua de enfriamiento, la capacidad en el transporte de calor se incrementa.

Se pudo observar también que a pesar de que la eficiencia térmica presentó una tendencia decreciente conforme se aumentaba el porcentaje en el volumen de llenado, los valores obtenidos mostraron que la influencia de mayores flujos de agua de enfriamiento, es decir una mayor capacidad de disipar calor, conducirá a un aumento de la eficiencia térmica para cada uno de los flujos de calor suministrados.

---

## ABSTRACT

In the present investigation a Closed Two-Phase Loop Thermosyphon was designed, constructed and characterized using distilled water as the working fluid. The characterization results are presented in this thesis.

The design, the material and working fluid elected were considered based on the information obtained from the literature in the past two decades. For the characterization of the thermosyphon, the design of an experimental set-up was necessary for different experimental tests, where three flows of cooling water (1 lpm , 1.5 lpm and 2 lpm) are using across the condenser zone, varying the heat supply in the evaporator zone (150 W , 300 W and 450 W ) for different fill ratio volume (  $\Psi=20\%$  ,  $\Psi=30\%$  and  $\Psi=40\%$  ), which allows to know the maximum heat transport capacity and thermal efficiency.

The results show that the maximum heat transport is carried out with the greatest heat supply in the evaporator zone (450 W) and with the lowest percentage of fill ratio volume ( $\Psi=20\%$ ), the trend indicates that at higher flows of cooling water, the capacity in the heat transport increases.

It was also observed that although the thermal efficiency tended to decline as the percentage in the fill volume was increased, the values obtained show that the influence of higher flows of cooling water, that is, a great dissipate heat capacity, will lead to an increase in the thermal efficiency for each of the supplied heat flux.

---

## INTRODUCCIÓN

En México el principal consumo energético proviene del petróleo y gas natural, los cuales siendo recursos no renovables marcan inseguridades económicas y energéticas, afectando la productividad en procesos industriales, ya que estos últimos resultan cada día más costosos. La generación de energía mediante la quema de combustibles fósiles y la tecnología industrial atrasada ha provocado el aumento de los gases de efecto invernadero en la atmósfera. El cambio climático, es un problema de contaminación causado por los diversos sectores energéticos en el que el desperdicio y quema de combustibles, ha traído devastadoras consecuencias al medio ambiente, el cual se ha convertido en punto clave de investigaciones científicas tanto nacionales como internacionales.

Los sectores de desarrollo industrial y tecnológico se caracterizan por la enorme dependencia y uso inapropiado en la quema de hidrocarburos, sin embargo dentro de sus grandes proyectos económicos está la implementación en planes de ahorro de energía que permitan bajar costos y usar de manera efectiva el combustible que compran. Además de poder innovar procesos donde la energía que se consuma pueda ser reutilizable, ya sea con la renovación de maquinarias o componentes modernos que reemplacen a aquellas que a lo largo de los años han bajado su rendimiento o que simplemente el gasto de mantenimiento es excesivamente costoso y más frecuente que la adquisición de una tecnología actual.

Sin embargo en ciertos casos el ahorro y uso efectivo de energía no puede obtenerse de manera tan sencilla, ciertas empresas gubernamentales o privadas no cuentan con presupuestos generosos que permitan vencer esa barrera. Por lo tanto un porcentaje de la energía generada es desperdiciada sin ser considerada para otro proceso donde podría utilizarse, trayendo como consecuencia un desperdicio energético y económico.

Es necesario implementar mecanismos de eficiencia que permitan reducir un alto consumo de combustible, ya que es evidente que el petróleo y el gas natural, necesarios para todos los procesos industriales, son recursos finitos y su tasa de agotamiento día con día se eleva. Esta escasez que pronto se avecina motiva a la creación de mejores sistemas ahorradores y eficientes de energía o en un mejor caso el uso de energías renovables. Los intercambiadores de calor también conocidos como recuperadores de calor, tienen un gran papel en el sector industrial, los cuales sin ayuda de otras partes móviles (fuentes externas) como bombas, transfieren calor de un fluido caliente a uno frío (recuperando calor), con el propósito general de disminuir costos de operación.

Además de los intercambiadores de calor existen los Tubos Termosifones Bifásicos (TTB), estos dispositivos poseen alta conductividad térmica, y están divididos por tres zonas: zona del condensador, zona adiabática y zona del evaporador. Internamente existe un fluido que trabaja en dos fases (evaporación-condensación), este cambio de fase provoca la transferencia de calor. Y al igual que un recuperador de calor, el termosifón no requiere de componentes externos para el bombeo.

---

Como se ha mencionado el uso de termosifones al igual que el uso de intercambiadores de calor desempeñan un trabajo de mayor eficiencia y ahorro en los procesos industriales. La implementación y utilización de estos elementos traerá consigo ganancias energéticas, económicas y la baja emisividad de gases contaminantes. Dando como resultado un uso efectivo en la quema de combustible.

En esta tesis se realizó de manera profunda y concisa una investigación sobre los termosifones bifásicos de contorno, donde se obtuvo información y conocimiento técnico sobre las distintas formas y aplicaciones con las que actualmente estos dispositivos están siendo estudiados o utilizados. La recaudación de diversas bibliografías, fue de gran ayuda para el diseño y construcción, ya que previo a la manufactura fue necesario garantizar que el termosifón, considerado como un mecanismo de alto rendimiento, alcanzará eficiencias de alto impacto en el ahorro y uso efectivo de la energía.

Para el desarrollo de este trabajo, la tesis está compuesta por los capítulos siguientes:

#### Capítulo I Antecedentes

En este capítulo se presenta una breve reseña de la historia de los tubos termosifones bifásicos, sus principios de funcionamiento, clasificación y aplicaciones. Adicionalmente se presentan los trabajos de investigación en termosifones bifásicos de contorno de las últimas dos décadas y un enfoque en la captación solar como el medio de suministro de calor.

#### Capítulo II Diseño y Construcción

Se presenta el funcionamiento característico de un termosifón de contorno, la compatibilidad que debe existir entre el material del contenedor y el fluido de trabajo, para su elección. Así mismo se presentan los parámetros de diseño propuestos para la construcción del dispositivo.

#### Capítulo III Pruebas Experimentales

En este capítulo se describen las consideraciones previas que deberán ser tomadas en cuenta una vez que el dispositivo haya sido construido y esté listo para ser caracterizado. Se realizó una descripción de los componentes que integran a la instalación experimental, además de la elaboración de una metodología para la caracterización del termosifón.

#### Capítulo IV Análisis de Resultados

Mediante los resultados obtenidos en las pruebas experimentales, éstos han sido analizados por medio de gráficas que permiten conocer los valores de la máxima capacidad para la disipación de calor, la influencia que tiene el flujo de agua de enfriamiento para cada uno de los suministros de calor, el máximo calor transportado y la eficiencia térmica.

*“Lo que sabemos es una gota de agua; lo que ignoramos es el océano”*

***Isaac Newton***

# ***CAPÍTULO I***

## ***ANTEDECENTES***

En este capítulo se presentan los desarrollos realizados en termosifones de contorno en las últimas dos décadas, describiendo su clasificación, su principio de operación, los fluidos de trabajo, su diseño y sus diferentes análisis experimentales. Así mismo se presenta un enfoque en la captación solar como el suministro de calor, que futuramente podría ser aplicada en el uso de termosifones de contorno.

## 1.1 Tubos Termosifones Bifásicos

El inicio en el estudio de Tubos Termosifones Bifásicos (TTB), remonta con el experimento hecho por Angier March Perkins, mejor conocido como el tubo de Perkins [1], el cual contenía una pequeña cantidad de agua operando en un ciclo bifásico, éste es descrito por Jacob Perkins en UK. Patente No. 7059, Abril 1936 dando así a la temprana aplicación en calderas de locomotoras (Francia, 1863).

Las aplicaciones del Tubo de Perkins [2] trajeron consigo el inicio y desarrollo de los caloductos ("Heat Pipes" en inglés), introducidos por primera vez en General Motors Corporation, Ohio, USA por R.S. Gaugler en 1942, con el fin de aplicarse en sistemas de refrigeración. Generando el rápido desarrollo de innovaciones e inclusiones de los caloductos en áreas donde se requerirían procesos de alta conductividad térmica.

### 1.1.1 Funcionamiento

La distinción entre caloducto y termosifón (ver fig. 1.1), es que un caloducto puede trabajar de manera horizontal y vertical debido a su estructura capilar interna, y el termosifón solo es apto para trabajar de manera vertical con cierta restricción en los ángulos de inclinación, debido a la ayuda necesaria de la fuerza de gravedad. [3]

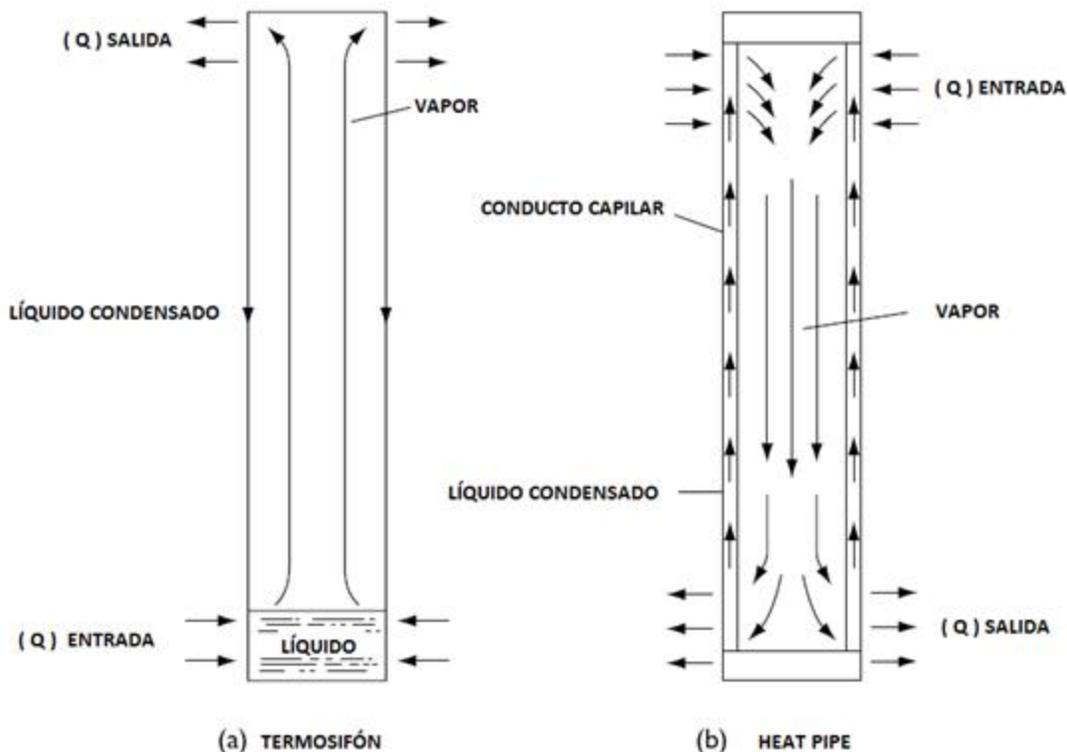


Figura 1.1 Termosifón y Caloducto (Heat Pipe) [3].

Las investigaciones y aplicaciones a lo largo de los últimos años en tubos termosifones bifásicos y caloductos, han generado la creación de diseños especiales, entre los cuales destacan los siguientes [1]:

### i) Caloductos de Contorno – CDC

Los “Loop Heat Pipes” son traducidos al español como Caloductos de Contorno, y estos al igual que los termosifones y caloductos, pero difiriendo de ambos por el separado entre las líneas de vapor y líquido, contienen la sección evaporador, la sección condensador y una estructura capilar interna, permitiendo que el calor pueda ser transportado en distancias largas, omitiendo una fuente externa de bombeo. En la figura 1.2 se detalla el proceso de un caloducto de contorno.

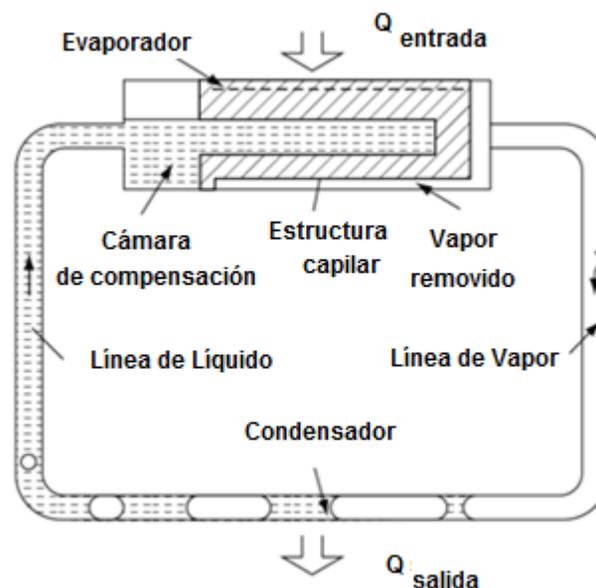


Figura 1.2 Caloductos de Contorno.

### ii) Interruptores y Diodos Térmicos

Los interruptores térmicos permiten al ducto ser encendido o apagado en tal proceso, mientras que los diodos térmicos generan que el flujo de calor sea en un solo sentido.

### iii) Impedancia por Variación Térmica – (VCHP)

Este diseño contiene un tubo de calor, conocido como un caloducto de gas regulador, el cual mantendrá casi constante la temperatura de la fuente de calor sobre el rango de la entrada. Esto se podrá alcanzar manteniendo una presión constante en el caloducto, pero al mismo tiempo variando el área del condensador con el cambio de la entrada térmica (ver fig. 1.3)

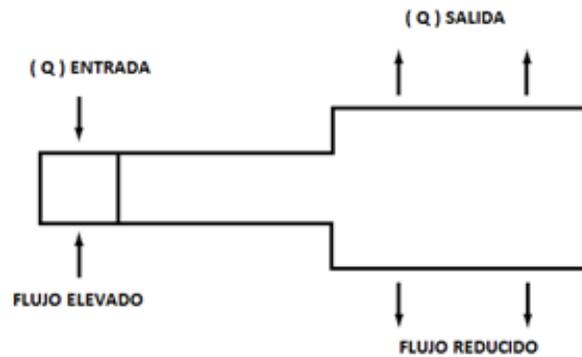


Figura 1.3 Variación Térmica en un Caloducto.

### 1.1.2 Clasificación y Aplicación

Previamente se mencionó que a partir del desarrollo del TTB, se comenzaron nuevas investigaciones y experimentaciones que trajeron consigo la creación del caloducto, el cual se distingue por su fabricación con añadidos de estructura capilar, sin embargo el estudio de la presente investigación, se relaciona únicamente con tubos termosifones bifásicos, omitiendo por completo a los caloductos. Los TTB se clasifican en:

- **Termosifón Abierto**
- **Termosifón Cerrado**
  - Termosifón de Ducto (monofásico / bifásico)*
  - Termosifón de Contorno Simple (monofásico / bifásico)*
- **Termosifón de Contorno Avanzado (bifásico)**

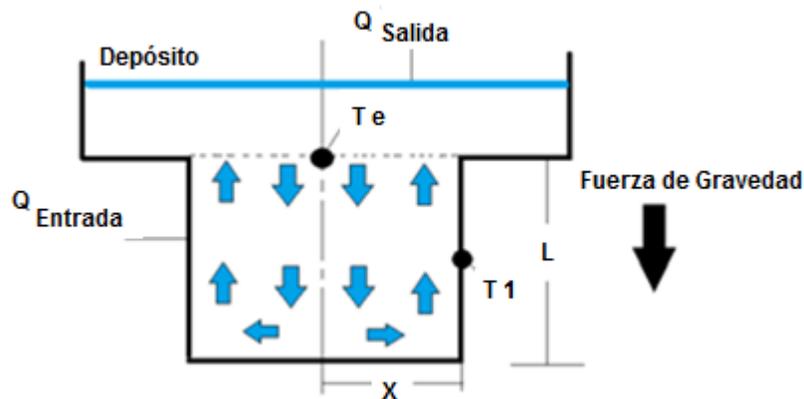


Figura 1.4 Termosifón Abierto.

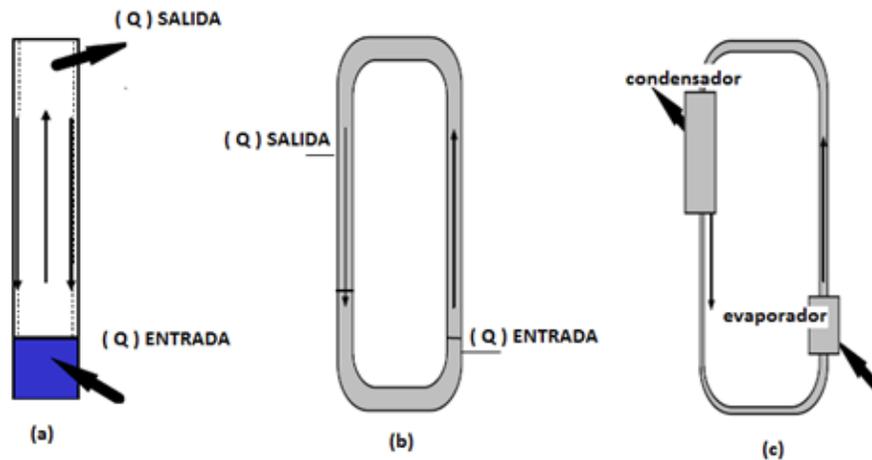


Figura 1.5 (a) Termosifón Cerrado, (b) Termosifón de contorno simple y (c) Termosifón de contorno avanzado.

El TTB se puede clasificar por las siguientes propiedades:

- Sistema abierto o cerrado.
- Régimen de transferencia de calor.
- Número de fases que se presentan durante el proceso, si es monofásico o bifásico.
- La naturaleza de la fuerza que se ocupará, si es gravitacional o rotacional.

Las aplicaciones más comunes que se dan en el uso de tubos termosifones bifásicos son [4] [5]:

- \* Enfriamiento para turbinas de gas.
- \* Refrigeración del rotor en máquinas eléctricas.
- \* Enfriamiento de Transformadores.
- \* Enfriamiento de reactores nucleares.
- \* Tubos de vapor para el horno de Baker.
- \* Enfriamiento para motores de combustión interna.
- \* Enfriamiento de componentes electrónicos en computadoras.
- \* Calentadores Solares.
- \* Reemplazo de Intercambiadores de calor.

Además de las aplicaciones mencionadas anteriormente, los termosifones han sido empleados en sistemas de recuperación de calor residual demostrando ser dispositivos de alto impacto en el ahorro de energía.

## **1.1 Aplicación del Termosifón de Contorno en Energía Solar**

### **1.1.1 Captación de Energía Solar como Fuente de Calor**

La energía solar perteneciente a las fuentes renovables, ha sido un nuevo tema de interés con respecto a las preocupaciones por suplir a fuentes energéticas no renovables (petróleo, gas natural y carbón), de las cuales se ve un previsible agotamiento. En una mejor definición por entender la energía solar se puede entender como aquella que mediante conversión a calor (placas térmicas) o electricidad (placas fotovoltaicas) es aprovechada por la emisión de radiación, que viaja a través del espacio vacío proveniente del Sol hacia la Tierra. Si bien para comenzar a comprender la energía que se puede extraer mediante la radiación solar, es simplemente la extracción de calor de esta misma, que brindará trabajo y a la vez proporcionará calor, el estudio del modo en que el calor y el trabajo se pueden convertir uno en el otro se llama termodinámica [6].

La energía es una propiedad de un sistema que tiene la capacidad de convertirse en trabajo, transmitida en forma de flujo, siempre que exista una fuerza impulsora, que se constituye por un gradiente o diferencia de la misma propiedad (temperatura) entre dos puntos, llamamos gradiente a la fuerza que impulsa el flujo de calor [7]. La energía solar es abundante, limpia, universal y no requiere de transporte, sin embargo es intermitente y difusa, lo que provoca grandes desventajas para un mayor aprovechamiento.

La explotación y utilización de la energía solar puede ser convertida en trabajo mecánico, pero hay muchas otras aplicaciones en donde la conversión fototérmica brinda grandes oportunidades como: calentamiento de agua para uso doméstico, calefacción, enfriamiento de ambientes, etc.

Tanto organizaciones como grandes universidades alrededor del mundo han puesto en marcha grandes proyectos de investigación para el desarrollo de artefactos y/o sistemas que permitan aprovechar dicha energía de una forma más eficiente, en contra del uso inadecuado y excesivo de los hidrocarburos, que existe hoy en día [8].

### **1.1.2 Características de la radiación solar**

El principal objetivo de captar energía solar es el poder generar un alto aprovechamiento de ésta, siendo necesario examinar la radiación generada y a la vez brindada por el Sol, hacia la Tierra. El Sol, una estrella con una masa de aproximadamente 334,000 veces mayor que la Tierra y un diámetro de 1, 392,000 de kilómetros, dividido principalmente en la siguiente estructura: núcleo central, zona convectiva, fotosfera, capa inversora o de inversión, cromosfera y corona. La fotosfera una capa definida de aproximadamente 300 km de espesor y que envuelve a la zona convectiva, es la región en donde se origina la mayor parte de la radiación solar que recibe la Tierra, notando una compleja estructura en

las capas del sol, este puede considerarse como un perfecto cuerpo negro (ideal) a una temperatura de 5777 K [9]. El Sol irradia energía que llega a chocar en la superficie de la tierra, a esta se le conoce como la constante solar ( $I_{cs}$ ), definiéndose como la cantidad de energía por unidad de tiempo, que recibe una superficie de área unitaria perpendicular a la radiación en el espacio y a la distancia existente entre el Sol a la Tierra, en experimentos corroborados (Thekaekara y Drummond) por tratar de brindar el valor normal o estándar se llegó que este es de  $1\,353\text{ W/m}^2$  aproximadamente.

A pesar de la constante solar mencionada, no toda la radiación generada por el Sol, llega a las superficies terrestres aún en cielos despejados, ya que la atmósfera de la tierra está constituida por una masa gaseosa estratificada, siendo de los principales gases, el ozono ( $O_3$ ), el cual se genera al reaccionar el oxígeno ( $O_2$ ) con los rayos ultravioletas provenientes del espectro solar. El ozono absorbe casi totalmente las radiaciones ultravioletas, las cuales en caso que llegaran a la superficie serían nocivas para la vida en la Tierra, por otra parte el vapor de agua ( $H_2O$ ) y el dióxido de carbono ( $CO_2$ ) encontrados en ciertas capas de la atmósfera, se encargan de absorber a los rayos infrarrojos. La figura 1.6 muestra a continuación el espectro de la radiación solar:

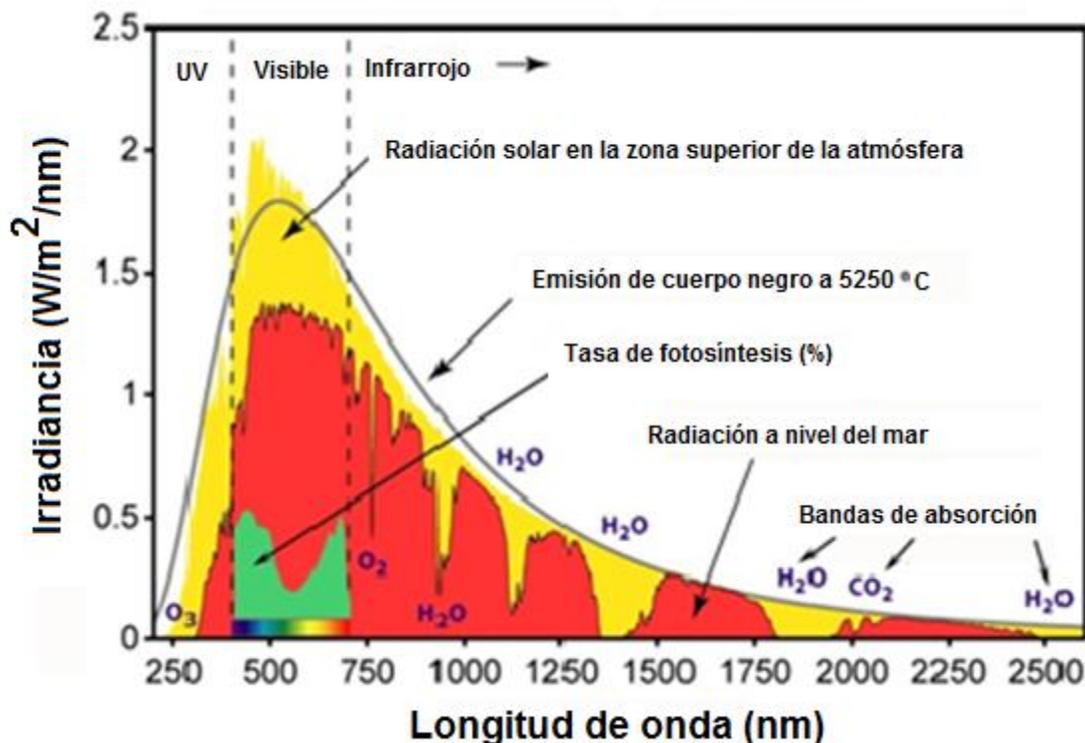


Figura 1.6 El espectro de la radiación solar.

Estos fenómenos de absorción, generan radiación directa, en la cual no se presentan cambios de dirección y radiación difusa, que presenta dispersiones en su trayecto atmosférico, la suma de ambas será la radiación total. En conclusión la radiación difusa proveniente de la bóveda celeste depende totalmente de las condiciones atmosféricas

presentes, las cuales afectan y desvían hacia longitudes de ondas más cortas en comparación con la radiación original (directa) [10].

### 1.2.3 Clasificación

La energía solar se clasifica en dos fuentes de conversión, fototérmica (calor) y fotovoltaica (electricidad) (ver fig. 1.7). Dentro de estas fuentes se encuentran la pasiva y la activa, siendo la pasiva la que recibe la radiación si ningún artefacto mecánico de conversión, y la activa, aquella que mediante componentes mecánicos convierte la radiación solar en calor o electricidad para ciertas utilidades domésticas e industriales.

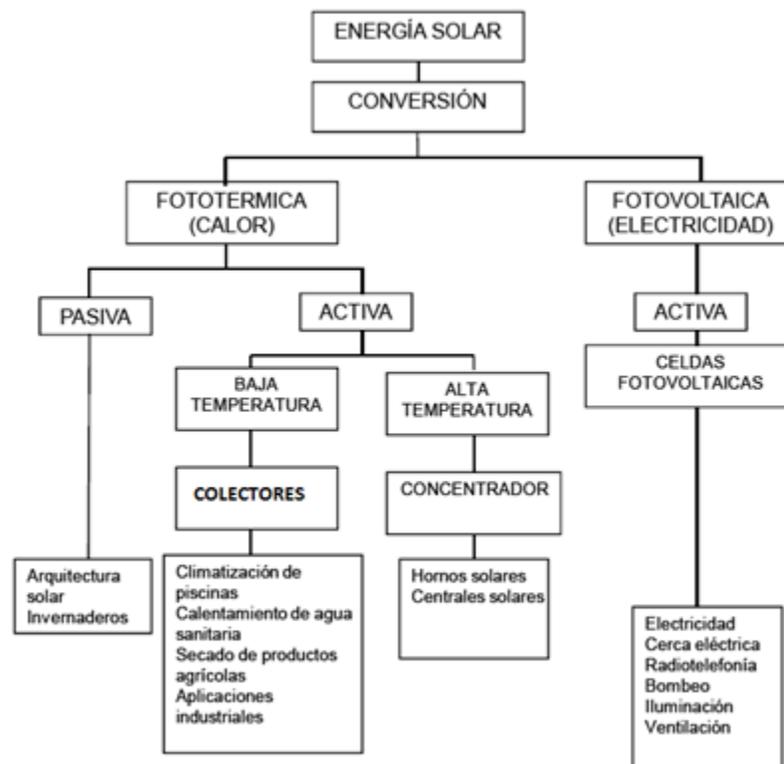


Figura 1.7 Clasificación de la conversión en la energía solar [10].

Recientemente el uso de celdas fototérmicas a nivel mundial ha generado altos desarrollos para la generación de agua caliente en uso doméstico mediante colectores solares planos, absorbiendo calor del sol para a su vez conducirlo hacia el fluido [11].

Dentro de la clasificación del diseño y construcción en los colectores solares para el calentamiento de agua doméstica, se encuentran los siguientes [12] [13]:

- 1) Colectores solares de placa plana
- 2) Colectores solares de placa plana con aislamiento térmico transparente
- 3) Colectores solares de tubos evacuados (de vidrio a baja y alta presión)

#### 4) Colectores solares de tubos de calor (de vidrio con o sin vacío)

Siendo los colectores de tubos de calor los más apegados en funcionamiento al estudio de esta investigación, se muestra su clasificación:

- a) De flujo directo
- b) Tubos de calor

Los tubos de calor provenientes del estudio del efecto termosifón, en el que dicho fenómeno aprovecha la diferencia de densidades entre el agua fría y el agua caliente, siendo el agua fría más pesada que la caliente, desciende en el tubo hasta la parte más baja donde se acumulará una vez condensada [12].

Retomando este fenómeno hacia el fluido vaporizante localizado dentro del tubo al vacío, este se evaporará por efecto de la radiación solar captada, el cual ascenderá hasta el extremo superior del tubo que se encuentra a temperatura inferior, lo que provocará una condensación y que a su vez brinde energía, éste regresará de forma líquida a la parte inferior del tubo por acción de la gravedad, comenzando un nuevo ciclo. (ver fig. 1.8)

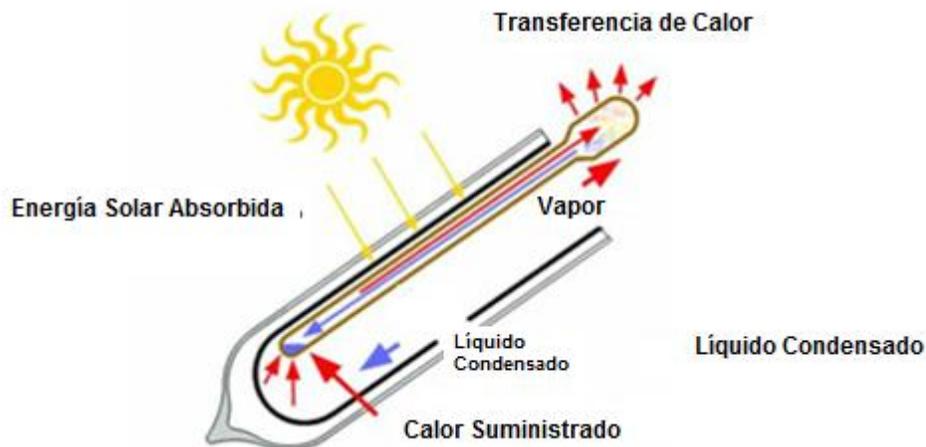


Figura 1.8 Principio del funcionamiento termosifón en un tubo de calor.

#### 1.2.4 Aplicaciones domésticas

Las principales aplicaciones a las que la energía solar se ha dirigido a partir de los colectores solares son: el calentamiento de agua, piscinas y aplicaciones en procesos industriales (pasteurización, lavados textiles, secado de granos, etc.), sin embargo en este encabezado, solo se analizará el primero, obtención de agua caliente.

Los colectores solares se dividen en tres categorías de acuerdo a las temperaturas de trabajo, las cuales son [14]:

- *Colectores de baja temperatura.* Absorbedores de radiación para calentamiento de agua en piscinas, casas, procesos industriales, etc. Temperaturas no mayores de 60° C.
- *Colectores de temperatura media.* Se encuentran los concentradores estacionarios y canales parabólicos con temperaturas entre 100 y 300° C.
- *Colectores de alta temperatura.* Existen tres tipos diferentes, los colectores de plato parabólico, la nueva generación de canal parabólico y sistemas de torre central las temperaturas de trabajo no exceden los 500° C.

La obtención de agua caliente para aplicaciones domésticas (ver fig. 1.9) se posiciona en la primera de las tres categorías mencionadas, generando que la aplicación de tecnología fototérmica sea más usual para la baja producción de ozono en la capa atmosférica y a su vez disminuya los efectos contaminantes por fugas y mala combustión de gas en la Ciudad de México.

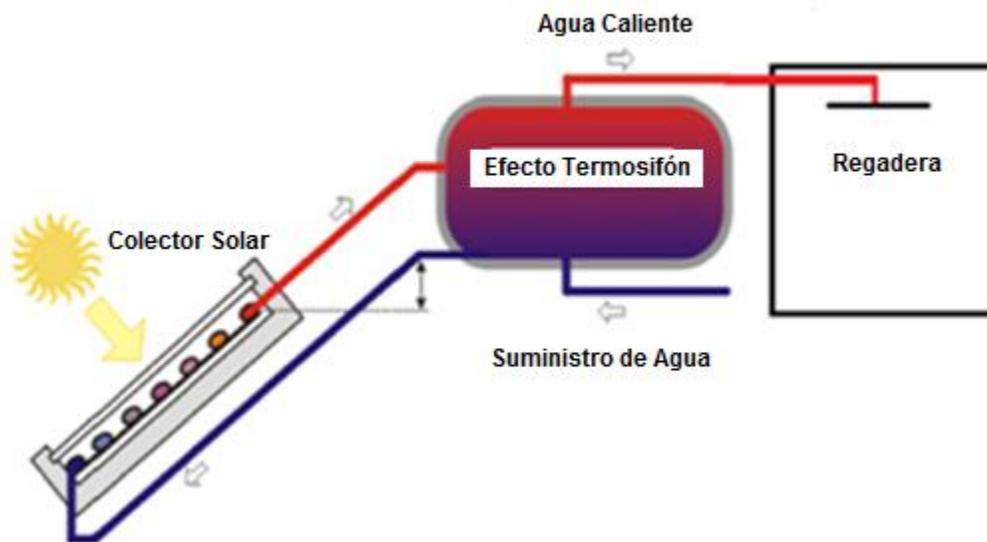


Figura 1.9 Aplicación de un colector solar para el calentamiento de agua (residencial).

### 1.2.5 Investigaciones de los termosifones de contorno en captación de energía solar

Los termosifones de contorno son empleados en aplicaciones de energía solar para transferir calor de un colector hacia el tanque de almacenamiento del agua o a un segundo intercambiador de calor para funciones en calentamiento o generación de energía eléctrica. Se debe tomar en cuenta que la eficiencia en la transferencia de calor deberá ser con un mínimo en la diferencia de temperaturas existentes entre el evaporador y el condensador debido a que el termosifón es considerado un dispositivo isotérmico. Las investigaciones realizadas a través de los años han demostrado el uso de líquidos

refrigerantes como fluidos de trabajo, para mejorar la transferencia de calor en condiciones ambientales que requieran un punto de ebullición bajo.

Downin y Waldin [15], investigaron el cambio de fase ocurrido por la transferencia de calor inducida mediante la radiación solar usando los refrigerantes R-11 y R-114 como fluidos de trabajo. Al-Tamimi y Clark [16], estudiaron el rendimiento térmico de un sistema usando R-11 como fluido de trabajo. Spears y Waldin [17] desarrollaron un procedimiento de prueba, el cual fue adoptado por ASHRAE para determinar el rendimiento térmico de colectores solares. Un análisis teórico de un termosifón de contorno con un colector de placa plan fue llevado a cabo por Pirce [18]. Braven [19] analizó la transferencia de calor con una inclinación en el evaporador del termosifón, el cual fue empleado en un colector solar de tubos de vacío. Chang and Lee [20] llevaron a cabo experimentos para estudiar las características en la operación y la transferencia de calor de un termosifón de contorno que operaba con R-11 como fluido de trabajo. Los experimentos fueron dirigidos hacia el evaporador y el condensador para obtener resultados los coeficientes de transferencia de calor como funciones del flujo de calor, el porcentaje de llenado y el flujo másico en el agua de enfriamiento. Estos estudios son útiles para la simulación del comportamiento térmico de un evaporador relativamente grande y para la aplicación de un termosifón de contorno en la captación de energía solar donde el sobrecalentamiento y las inestabilidades de arranque son generalmente de alto cuidado para la obtención de una alta eficiencia.

## 1.2 Estado del arte

Los tubos termosifones de contorno, son dispositivos que transfieren calor a través de distancias más largas que en un termosifón o caloducto común, sin la necesidad de contar con partes móviles, como bombas. Las principales aplicaciones de tubos termosifones bifásicos se han orientado a remover el calor (enfriamiento) del núcleo en reactores nucleares, el calentamiento de agua mediante captación solar, procesos industriales (recalentamiento) y enfriamiento de componentes electrónicos, con el fin de eliminar inestabilidades asociadas a operaciones donde se acumule calor.

Su funcionamiento se debe esencialmente a la existente diferencia de presión hidrostática que se ejerce sobre el fluido de trabajo interno en fase líquida y de vapor. Además de no contar con partes móviles, la geometría que adoptan favorece a la no generación de fuerzas viscosas, siendo en los termosifones convencionales una limitante en la transferencia de calor, originadas por flujos opuestos entre el vapor y el condensado del fluido de trabajo.

El estudio de los termosifones de contorno, ha desarrollado diferentes configuraciones geométricas, dependiendo de la aplicación de estos, en las que resaltan la forma rectangular, doble termosifón, multicanal y toroide [21]. Algunos de los primeros desarrollos experimentales de los termosifones de contorno fue con el objetivo de enfriar bobinados de transformadores eléctricos de capacidades que oscilaban entre 100 y 160 kVA. [22] (ver fig. 1.10).

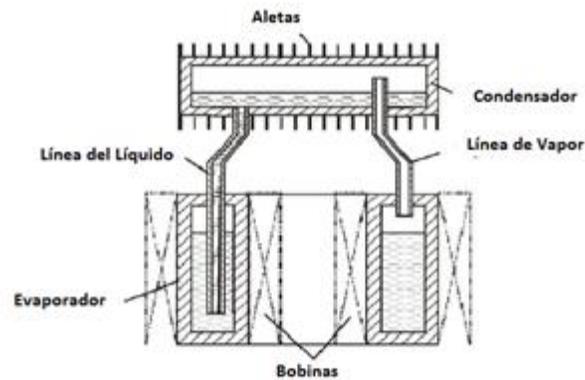


Figura 1.10 Enfriamiento de un Transformador [22].

Un avance más actual en el uso de los termosifones de contorno, es dentro de la industria de componentes electrónicos en computadoras (procesadores centrales y gráficos) [23], que pueden llegar a disipar flujos mayores a 130 W, se ha comprobado que el uso de cobre y agua como fluido de trabajo en la instalación de un termosifón de contorno tiene ventajas que permitirán instalar la zona que disipa el calor o bien el condensador en una zona fría a una distancia efectiva del objeto (procesador) al cual se extraerá calor (zona del evaporador), además de hacer obsoleto y ahorrrativo el uso energía adicional para la instalación de un ventilador, dando paso a convección natural y una larga vida útil. La misma necesidad de enfriamiento en componentes automotrices pero con otros requerimientos de no congelamiento hace hincapié en el uso de heptano como fluido de trabajo bajo la misma operación [24] (ver fig. 1.11), al igual que el enfriamiento necesario en múltiples módulos de chips localizados en sistemas de telecomunicaciones [25].

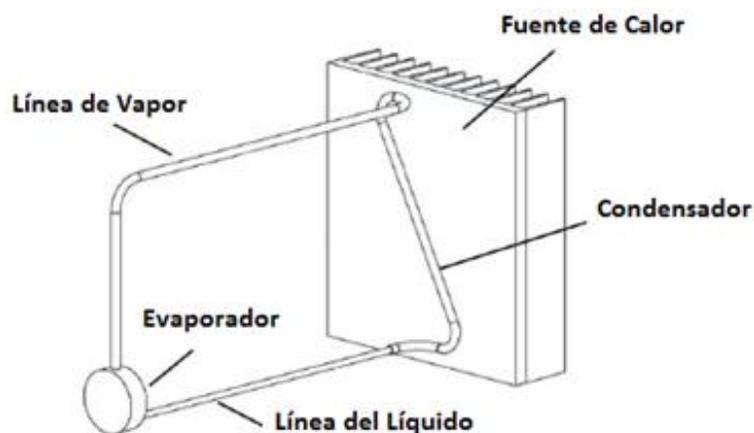


Figura 1.11 Enfriamiento de un componente electrónico por convección natural [24].

Ciertos experimentos realizados por el Instituto de Física Térmica de Ural Branch, Rusia [24] (ver fig. 1.12), donde el uso de un termosifón bifásico de contorno construido de

acero inoxidable y agua como fluido de trabajo (60%) para el análisis de transferencia de calor con variaciones de ángulo y otro dispositivo con amoníaco como fluido de trabajo, este último con fines de experimentar la extracción de calor de sensores ópticos y evitar sobrecalentamientos, han demostrado que los termosifones de contorno son dispositivos simples y eficientes en la transferencia de calor, aún con variaciones de parámetros y ángulos respecto al espacio en el que se instale, dan posibilidad de su uso en varios sectores tecnológicos donde se requiera enfriar o calentar objetos a través de fuentes de calor. Se muestra el esquema de los dispositivos experimentales construidos en dicha Institución,

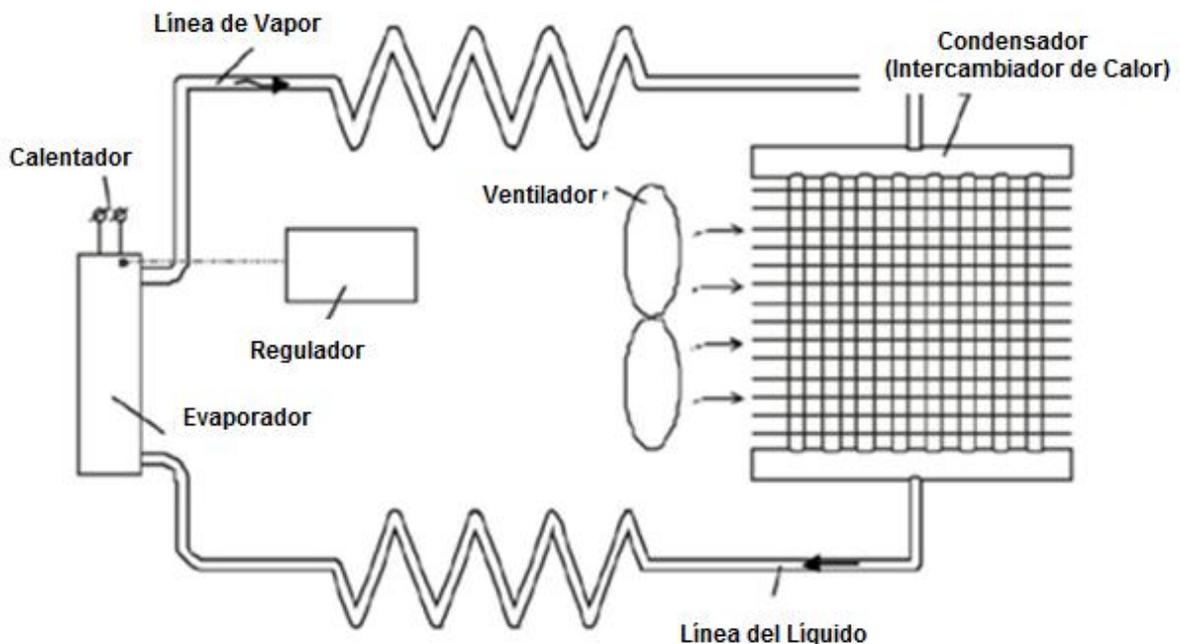


Figura 1.12 Esquema del Dispositivo Experimental [24].

Un estudio experimental realizado por Kim, Yoo y Park [26] demostró que es posible un acoplamiento con dos evaporadores, sin embargo con un flux de calor de 600 – 700 W se generaron pequeñas anomalías en la superficie expuesta, dando sobrecalentamiento, por lo que se llegó a establecer que el calor dirigido a los evaporadores debe ser distribuido por igual a cada uno de ellos, si existiera un desbalance en el calor recibido por las paredes de los evaporadores, se deberá contar con un desequilibrio de entre 5% y 7% del suministro principal de calor para evitar sobrecalentamiento en los evaporadores.

Aliakhnovich y Vasiliev [27], demuestran la aplicación de un termosifón de contorno en sistemas de refrigeración (ver fig. 1.13), como es el caso de la adaptación de un termosifón al compresor del sistema, generando que su temperatura disminuyera y a la vez aumentará la densidad del refrigerante en el pistón del compresor, obteniendo los siguientes resultados que se muestran en la tabla 1.1:

Tabla 1.1 Resultados de las Temperaturas del Compresor [27]

	$T_{\text{cabeza}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{\text{carcasa}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{\text{aceite}} \text{ } ^\circ\text{C}$
<b>Operación habitual</b>	143.2	76.5	93.1
<b>Operación con (TC)</b>	125.7	75.6	91.5



Figura 1.13 Termostifón de Contorno Experimental [27].

Más allá de ciertos estudios y experimentos de aplicación, existen otros que abarcan el desarrollo de mejoras en el rendimiento y transferencia de calor, experimentando tanto con diversos materiales del contenedor como con fluidos de trabajo, este caso de Mantelli y Milanez [28], en el que su trabajo experimental con un diseño especial (ver fig. 1.14), analizan el uso de naftalina como fluido de trabajo con un contenedor (tubería) de acero inoxidable, obteniendo como resultado que la naftalina y el acero inoxidable tendrán un buen rendimiento si las pérdidas térmicas a través de la línea del vapor conectada entre el evaporador y el condensador, son eliminadas. Debido a la complicación para aislar dicha línea, se tendrá que suministrar calor de manera adicional, ya que el vapor no será capaz de alcanzar la zona del condensador, dando como consecuencia que el vapor se condense antes de alcanzar la zona del condensador.

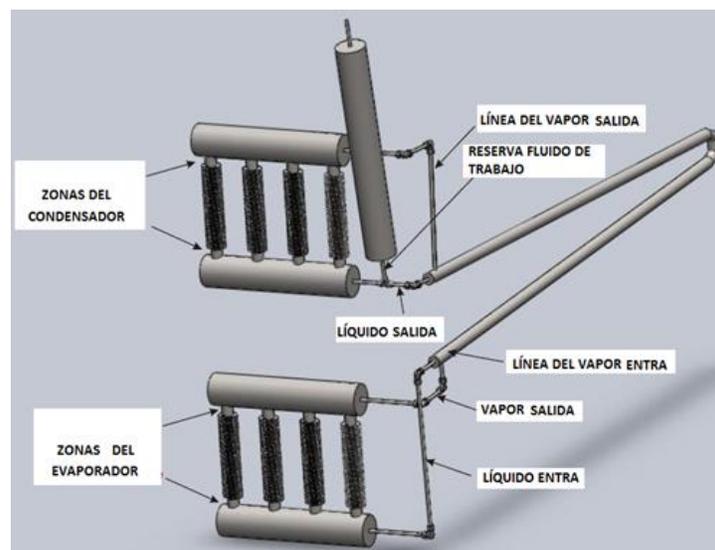


Figura 1.14 Diseño Experimental del Tubo Termostifón Bifásico [28].

Ciertas demandas de operación en la Compañía Petrolera Brasileña, requerían el calentamiento de asfalto a 140 °C, sin embargo su antiguo sistema de calentamiento, a base de serpentines en los cuales fluía vapor a una presión y temperatura de 10 bares y 180 °C respectivamente, generaba un calentamiento de 130 °C, resultando ineficiente para la compañía (ver fig. 1.15). Un análisis hecho por Mantelli y Milanez [29], permitió alcanzar la temperatura deseada, reemplazado este antiguo sistema por un termosifón bifásico de contorno.

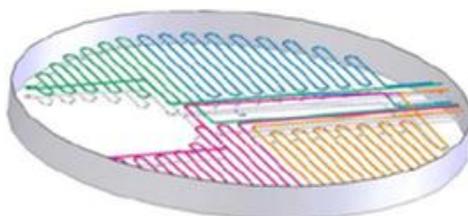


Figura 1.15 Tanque de Asfalto [29].

El uso de metanol como fluido de trabajo con relaciones de llenado al 5%, 10%, 20%, 30%, 40% y 50%, y cobre como el material de construcción en un termosifón de contorno para el enfriamiento de agua [30], demostró:

- a) La relación de llenado al 10% obtiene los mayores rendimientos y,
- b) Una estructura capilar añadida a la zona del evaporador, reducirá la temperatura en un 10% en dicha zona.

R.T. Dobson, J.C. Ruppertsberg [31], proponen un medio predictivo (espectro de frecuencias (Hz)) para cada uno de los patrones de flujo existentes en la zona evaporador y la zona condensador de un termosifón de contorno (ver fig. 1.16). La variación del calor suministrado (0 - 2 KW) en la zona evaporador, comprobó la existencia de cuatro diferentes patrones de flujo que a continuación se muestran en la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Patrones de Flujo [31]

Zona Evaporador (Patrón de Flujo)	Zona Condensador (Patrón de Flujo)
Flujo Burbujeante	Flujo Anular
Flujo Tapón	Flujo Anular
Flujo de Transición o Churn	Flujo Anular
Flujo Anular	Flujo Anular

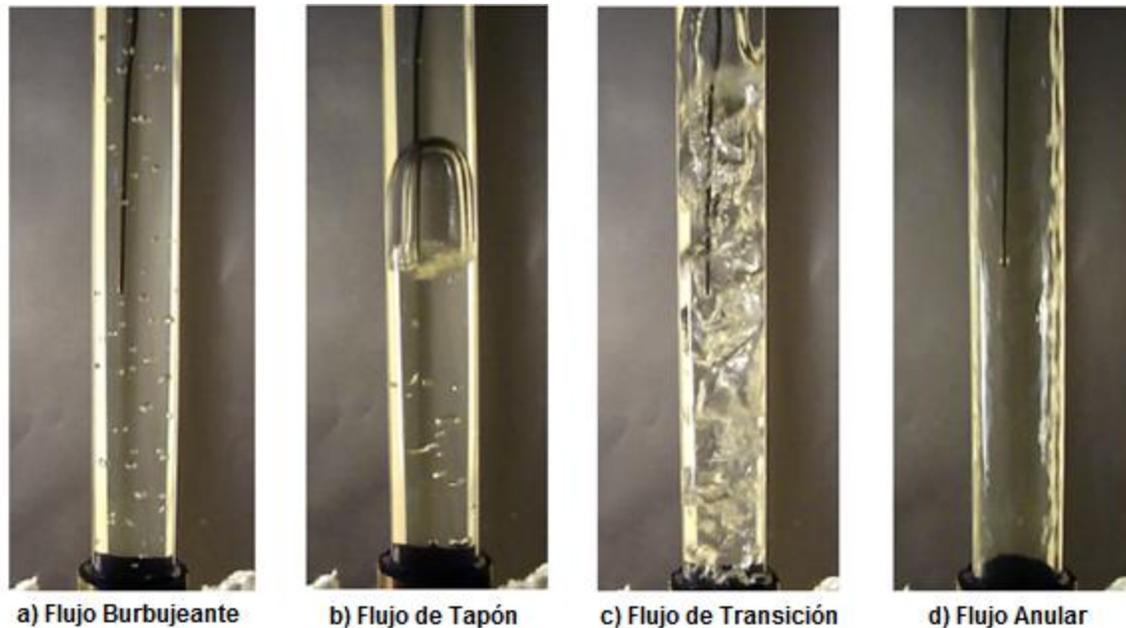


Figura 1.16 Patrones de Flujo en la Zona del Evaporador [31].

Independientemente de que el patrón de flujo en la zona del evaporador sea burbujeante, de tapón, de transición y anular, el flujo en la zona del condensador se caracterizará por ser anular.

Wei Qu [32], modeló la zona del evaporador, mediante la integración de un balance del fluido de vapor, para esto consideró la diferencia de la velocidad relativa entre el vapor y el líquido. El condensador se calculó mediante la teoría de condensación (película-líquida) de un flujo, correspondiendo a las fuerzas cortantes de un flujo viscoso y su transferencia de momento.

Un estudio realizado por B. Agostini y M. Habert [33] presentó la construcción de un termosifón de contorno construido totalmente de borosilicato (ver fig. 1.17), el cual permite observar los diferentes patrones de flujo presentes en la zona del evaporador, y al mismo tiempo poder calcular la resistencia térmica total y la relación de los flujos de calor y volúmenes óptimos de llenado con respecto a los cambios de presión, demostrando que con 68% de llenado se presenta la menor resistencia térmica para las condiciones experimentales en las que fue sometido dicho termosifón.

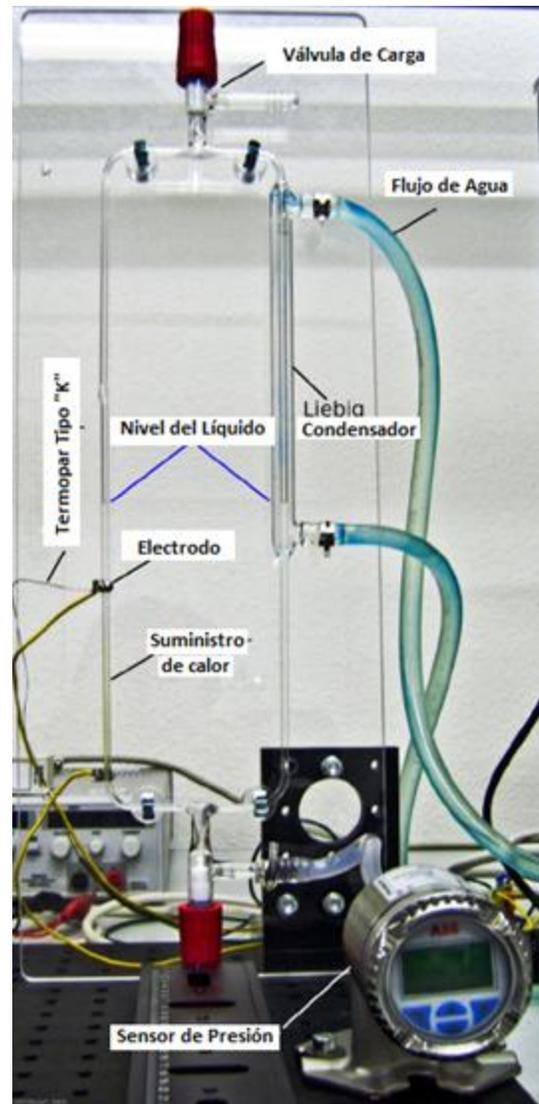


Figura 1.17 Instalación experimental [33].

Los principales conceptos relacionados con la operación de termosifones de contorno en conexión con sistemas de enfriamiento son encontrados en los trabajos realizados a los finales de los noventa por Rossi and Polasek (1999) [34], Chu et al. (1999) [35] y Garner Patel (2001) [36]. Sus investigaciones fueron dirigidas al enfriamiento de computadoras mediante el uso de un termosifón de contorno sin estructuras capilares en el evaporador, el cual contenía agua como fluido de trabajo. Las investigaciones de Kyung and Lee (1996) [37] (ver fig. 1.18) demostraron las primeras mediciones de la tasa de flujo másico de vapor que se genera en el evaporador y que viaja a través de la línea adiabática de vapor. Además se analizó la inestabilidad del termosifón al ser usado en reactores nucleares con refrigerante R113 como fluido de trabajo.

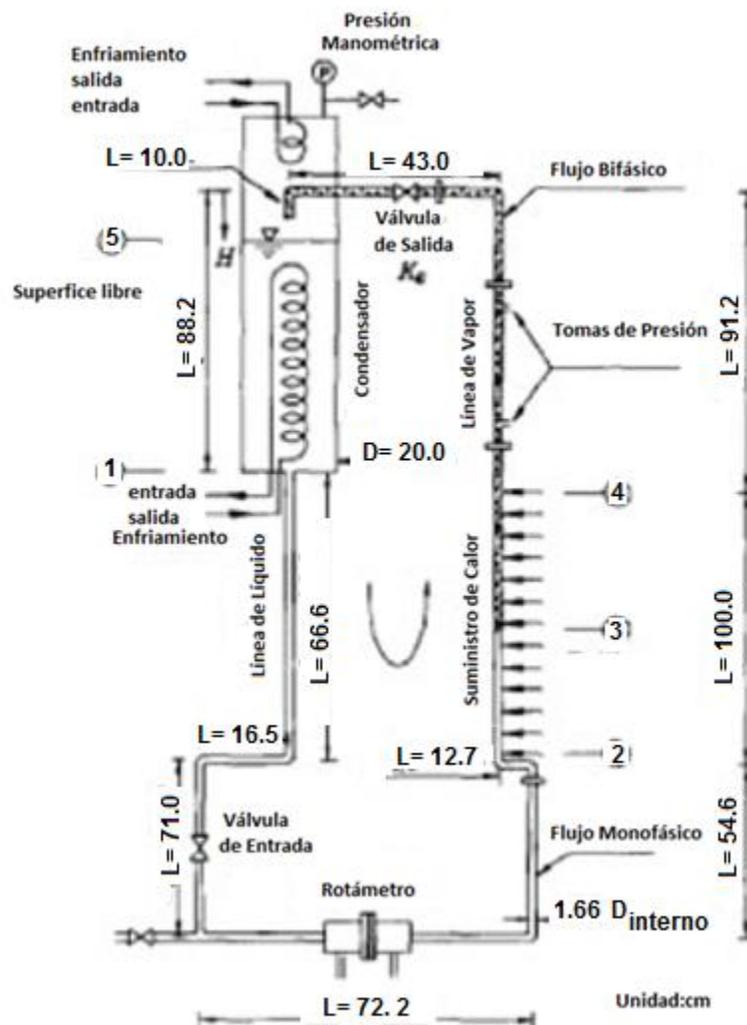


Figura 1.18 Instalación experimental [37].

Chu et al. (1999) [38], llevó a cabo pruebas para el enfriamiento de equipo electrónico usando agua como fluido de trabajo. Investigó los efectos del volumen de llenado, suministro de calor y el caudal de aire de enfriamiento a través del condensador. Los resultados de los experimentos demostraron que el menor volumen de llenado obtiene los mayores rendimientos bajo las condiciones experimentales a las que fue sometido dicho termosifón.

Na et al. (2001) [39] diseñó y probó un Termosifón Bifásico de Contorno con refrigerante R11 como fluido de trabajo (ver fig. 1.19), para aplicaciones de enfriamiento en módulos electrónicos de chips múltiples. Con el fin de simular a mayor exactitud las condiciones a las que estará expuesto el termosifón, los experimentos fueron realizados sin el uso de aislamiento térmico. La tasa de flujo másico fue calculada con un modelo matemático a partir de las mediciones de presión interna obtenidas en los experimentos.

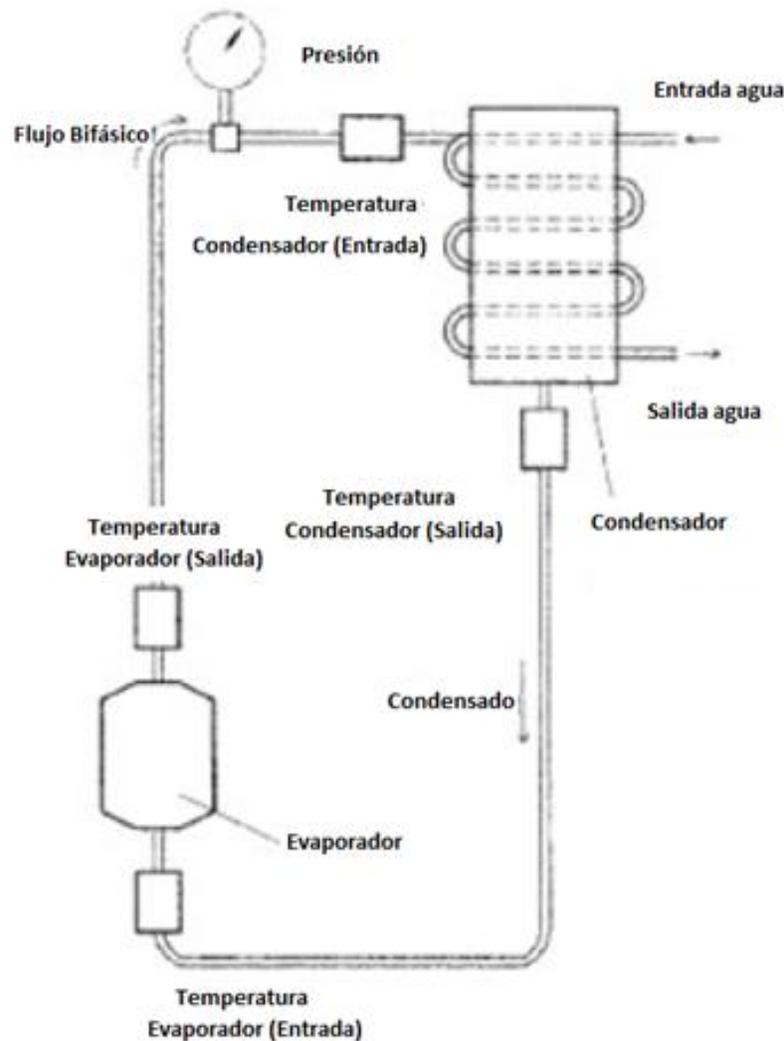


Figura 1.19 Instalación experimental [39].

Pal et al. (2002) [40] analizó el rendimiento de dos termosifones de contorno implementados para el enfriamiento de un procesador Pentium de una computadora personal 4HP Vectra VL800, ambos termosifones fueron analizados de manera experimental y numérica. El termosifón fue probado con dos fluidos de trabajo: agua desionizada y PF-5060, un líquido dieléctrico, con un rango de suministro de calor de 20 a 90 W. Los autores llegaron a la conclusión de que el fluido de trabajo tiene un alto impacto en el rendimiento, siendo el agua mejor que el PF5060.

Un compacto sistema de enfriamiento en el que se utilizó un termosifón de contorno fue examinado por Mudawar y Mukherjee (2003) [41] (ver fig. 1.20).

Los experimentos fueron llevados a cabo usando agua y FC-72. Todos los experimentos fueron realizados a presión atmosférica. Las líneas para conectar el evaporador con el condensador contaron con un diámetro de 6.35 mm con una altura de 450 mm.

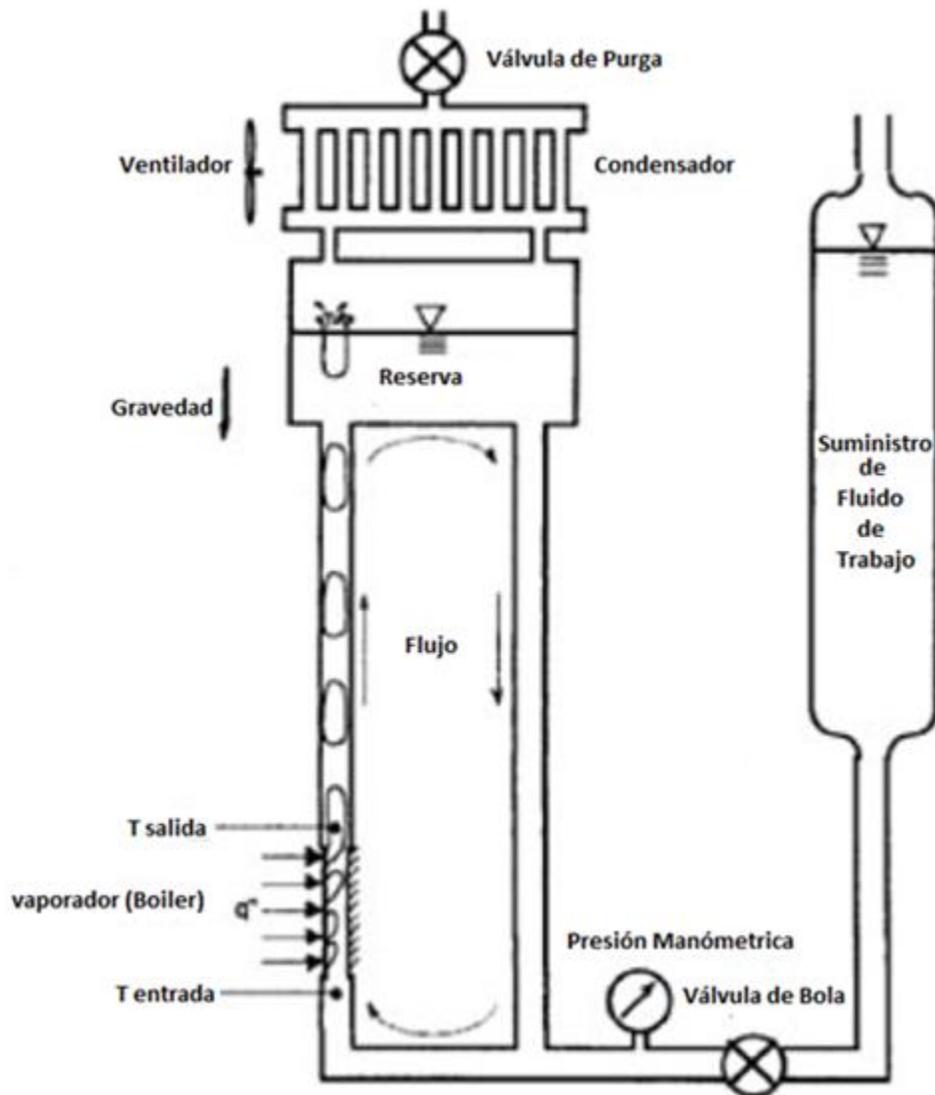


Figura 1.20 Instalación experimental [41].

Honda et al. (2004) [42] desarrolló experimentos para estudiar el flujo y las características de la transferencia de calor en la circulación natural del líquido de enfriamiento para un sistema de componentes electrónicos. La altura del termosifón  $H$  se estableció en 250 mm y otro para 450 mm. FC-72 fue el fluido de trabajo elegido. La tasa de flujo másico, suministrando entre 65 y 270 W fue de 50 a 270 g/min. (ver fig. 1.21)

Debido a la naturaleza del flujo bifásico, la tasa de flujo másico de FC-72 mostró fluctuaciones. La amplitud de la fluctuación fue mucho más larga para  $H=450$  mm que para  $H=250$  mm. Los resultados de Honda parecen ser particularmente interesantes debido a que es la primera vez que la tasa de flujo másico es medida con alta precisión.

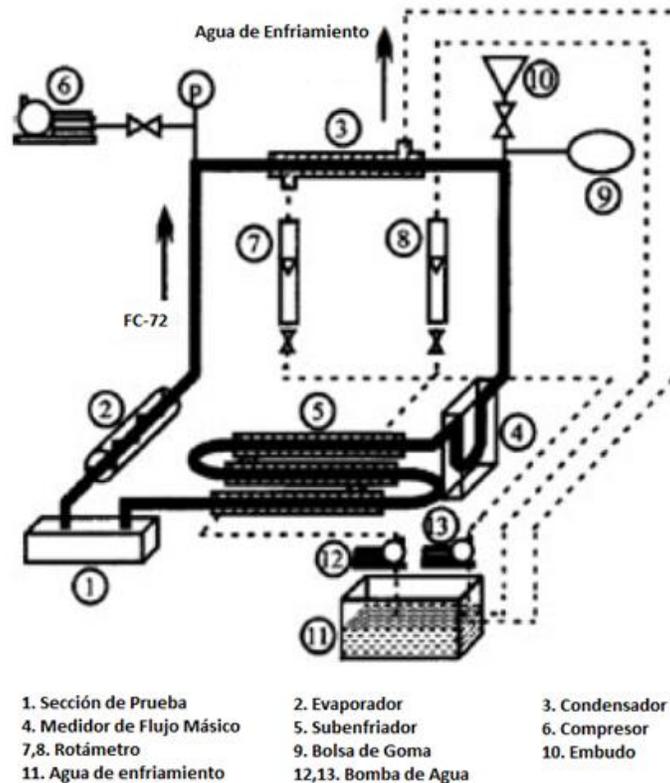


Figura 1.21 Instalación experimental [42].

Khodabandeh (2004,2005) [43] [44] (ver fig. 1.22) en diferentes trabajos probó un termosifón, el cual está diseñado para el enfriamiento de un arreglo paralelo de tres componentes electrónicos que disipan altos flujos de calor. Se estudió la influencia del flujo de calor, sistemas de presión, tasa de flujo másico, fracción de vapor, diámetro de los canales del evaporador y la distancia de los tubos entre el evaporador y el condensador, que se tendrá en el coeficiente de transferencia de calor para el termosifón bifásico de contorno, usando isobutano como fluido de trabajo.

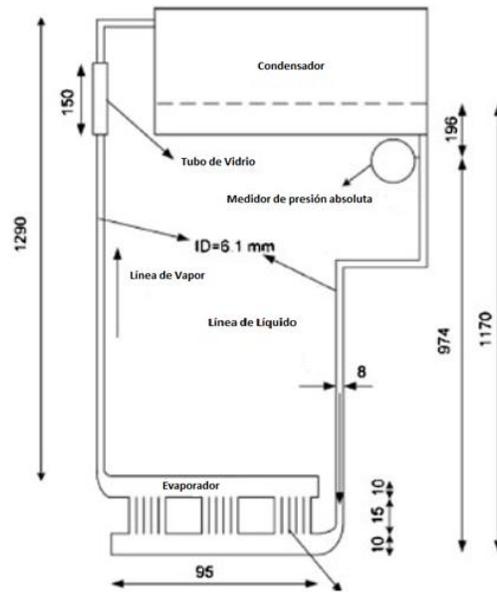


Figura 1.22 Instalación experimental [43]

Huo et al. (2004) [45] and Chen et al (2006) [46] han investigado experimentalmente la ebullición como transferencia de calor para pequeños diámetros usando R134a como fluido de trabajo. Dichos experimentos fueron realizados particularmente para tubos de acero inoxidable con un diámetro de 4.26 mm. Otros parámetros, como el flujo másico, presión, calidad (vapor) y el flujo de calor fueron variados dentro de un rango establecido. Se encontró que la ebullición fue dominante cuando la calidad del vapor se encontraba entre el 40%-50%. Un patrón de flujos fue obtenido a una presión de 10 bares dentro del sistema.

Kim et al. (2005) [47] realizó pruebas sobre el rendimiento operacional de un termosifón bifásico de contorno con la opción de instalar hasta 2 evaporadores, su principal investigación fue basada en la obtención de las características operacionales en el mecanismo de transferencia de calor y el efecto de la relación entre el suministro de calor y el porcentaje de llenado. Los experimentos fueron llevados a cabo usando FC-72 como fluido de trabajo. Se encontró que el máximo transporte de calor para un solo evaporador fue de aproximadamente 650 W.

Tsai et al. (2007) [48] realizó investigaciones experimentales en un termosifón de contorno usando metanol como fluido de trabajo. Los experimentos fueron realizados con diferentes temperaturas (20°C, 30 C, 40 C y 50 C) para el agua de enfriamiento del condensador con suministros de calor de 20 a 150 W. El efecto de las diferentes temperaturas de enfriamiento y el porcentaje de volumen de llenado fueron los principales temas de estudio en esta investigación. Los resultados de los datos obtenidos experimentalmente determinaron que el mayor rendimiento es obtenido con un porcentaje de llenado al 10%.

Garrity et al (2007,2009) [49] [50] analizó la variación del estado no transitorio de la tasa de flujo másico de HFE-7100 que circula a través de un termosifón bifásico de contorno expuesto a diferentes suministros de calor para diferentes alturas entre el evaporador y condensador. Los autores observaron que a bajos suministros de calor, la tasa de flujo incrementaba rápidamente con el incremento de flujo de calor, esto debido al incremento en la diferencia de presión entre la línea de vapor y la línea de líquido condensado. El incremento de presión resultaba por el incremento en la fracción del vapor. En un ligero incremento en el flujo de calor, más significativo será la generación de vapor y se incrementará la caída de presión debido a la fricción. Mientras la caída de presión se incrementa, la tasa de flujo comienza a decrecer.

Franco (2008) [51] realizó un análisis de un termosifón de contorno con la ayuda de una investigación experimental. Obteniendo mediciones de presiones, temperaturas y tasa del flujo másico en diferentes puntos del termosifón. Los rendimientos del dispositivo fueron analizados usando diferentes fluidos como: agua, R11, R113, R14b y FC-72. El flujo de calor fue suministrado en un rango de 0 y 1000 W.

Filippeschi (2009) [52], usó un termosifón de contorno para analizar el coeficiente de transferencia de calor mediante ebullición. El condensador estaba enfriado por aire y las piernas adiabáticas tanto de vapor como líquido eran dos tubos flexibles con un diámetro de 4 mm. Se usó agua y FC-72 como fluidos de trabajo.

En un reciente estudio hecho por Kodabandeh y Furberg (2010) [53] se investigó la influencia de diferentes canales geométricos en la transferencia de calor, patrones de flujo y las inestabilidades de un termosifón de contorno con diferentes diámetros en los canales del evaporador. La línea de vapor cuenta con un diámetro de 7.7 mm. Las pruebas fueron realizadas con refrigerante R134a como fluido de trabajo con una presión reducida en 0.16 bar correspondiente a 6.5 bar y una temperatura de saturación aproximadamente de 34.2 °C.

Un termosifón de contorno fue fabricado y probado por Hartenstine et al. (2007) (ver fig. 1.23) [54]. La línea de vapor cuenta con un diámetro de 19.05 mm y se extendió aproximadamente 1 m por encima del evaporador. El condensador, un intercambiador de calor de placa plana se enfriaba mediante agua en contracorriente. La línea de líquido se fabricó con un tubo de 6.35 mm de diámetro y se extendió hasta la parte inferior del evaporador. El fluido de trabajo elegido para esta investigación fue agua. A pesar de que el evaporador contaba con una estructura capilar interna, mostró ciertas peculiaridades que con el sistema que no contaba dicha estructura, al igual que la presencia de un máximo de eficiencia en el transporte calor, es necesario un valor definido del porcentaje de carga en el fluido de trabajo.

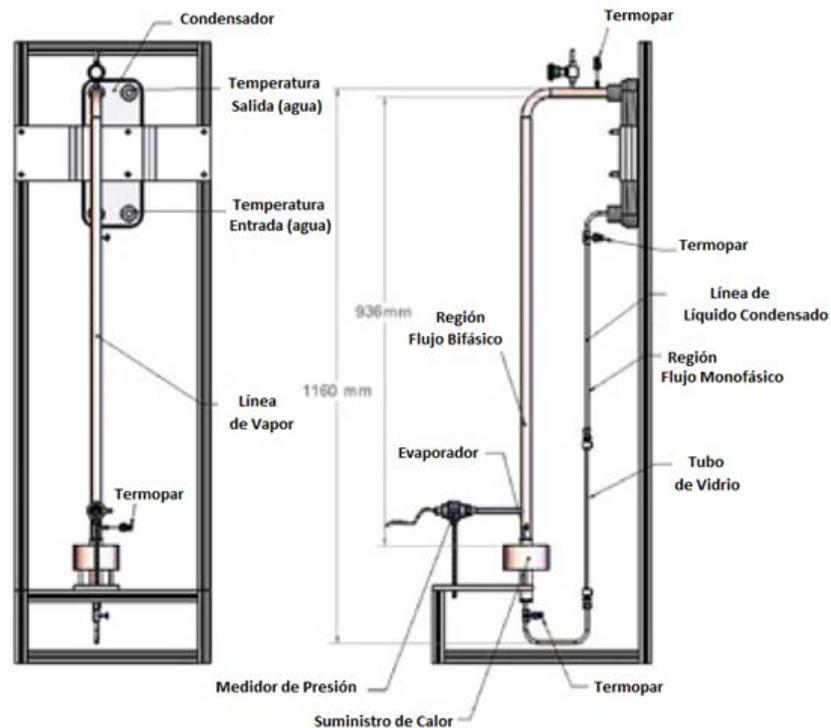


Figura 1.23 Instalación experimental [54]

Un experimento en el que las observaciones de los patrones un flujo bifásico para canales internos con diámetro de 1.03 mm, 2.20 mm y 3.04 mm para tres diferentes fluidos de trabajo (R134a, R236fa and R245fa) fue propuesto por Ong and Thome (2011) [55]. En esta investigación, un amplio rango en las condiciones de pruebas fue realizado para estudiar los efectos del confinamiento, propiedades del fluido, flujo másico de evaporación y temperatura de saturación en los patrones de flujo bifásicos.

En el apéndice A se resume en forma de tabla, las investigaciones que a lo largo de las últimas dos décadas han influenciado en el desarrollo de los termosifones de contorno con diferentes diseños, análisis experimentales y fluidos de trabajo.

*“Vendo lo que todo el mundo desea tener: energía”*

**James Watt**

# ***CAPÍTULO II***

## ***DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN***

En este capítulo se presenta el funcionamiento y el análisis teórico de los termosifones tipo contorno que permiten explicar el gradiente de presión y sus diferentes presiones durante la operación del dispositivo. Se mencionan las características con las que se deberá contar para la elección del material del contenedor y del fluido de trabajo. Por último se muestran la geometría y las dimensiones del termosifón construido para esta investigación, en conjunto con los límites de operación.

## 2.1 Funcionamiento

La simplicidad del diseño de un tubo termosifón bifásico de contorno (TTBC) es en conjunto el principal factor que ha atraído gran atención a ellos durante las últimas décadas. Como el regreso del líquido desde el condensador al evaporador es realizado por las fuerzas de gravedad, la aplicación de estos dispositivos está limitada solo para condiciones terrestres. Sin embargo los TTBC permiten una amplia solución tecnológica para un amplio rango de problemas térmicos y en particular, problemas en las necesidades de enfriar componentes electrónicos en espacios compactos.

El diseño del TTBC en el que el evaporador está conectado al condensador por un par de líneas individuales para los flujos de líquido y vapor, tiene ventajas con respecto a los tubos termosifones convencionales. En primer lugar el límite térmico de arrastre se elimina. En segundo lugar, las líneas de conexión pueden tener un diámetro relativamente pequeño, lo que permite su fácil configuración. Y, finalmente el evaporador y el condensador pueden tener diferente geometría y tamaños correspondiendo a las condiciones que se requieran.

Las limitaciones en el rendimiento térmico de los TTBC están relacionadas con dos límites básicos. El primero es el límite de pérdidas de presión que aparece cuando las pérdidas hidráulicas totales en el termosifón se hacen iguales a la presión hidrostática de la más alta columna del líquido condensado y, el segundo está relacionado con el límite de ebullición [56].

Un TTBC consiste de un evaporador, donde el líquido hierve y un condensador, donde el vapor se condensa de nuevo a líquido; las líneas de vapor y de líquido condensado son las encargadas de conectar al evaporador con el condensador. El calor se transfiere como calor de vaporización desde el evaporador al condensador [57]. El termosifón es un dispositivo de transferencia de calor pasiva, que se ayuda de la fuerza de gravedad para el retorno del líquido al evaporador. Éste se pone automáticamente en funcionamiento cuando la temperatura del evaporador excede ligeramente el punto de ebullición del fluido de trabajo. El dispositivo funciona de forma periódica en los siguientes dos estados secuenciales y repetitivos [58]:

### - Estado de Transferencia de Vapor

Este estado se inicia con la ebullición dentro del evaporador. El suministro de calor hacia la zona evaporador dará paso a la formación de burbujas de vapor, en esta etapa la tasa de evaporación es mayor a la tasa de condensación en el condensador, hasta encontrar que las tasas se encuentren en equilibrio hidrodinámico.

### - Estado de Retorno del condensado

Este estado se inicia cuando el vapor al entrar en contacto con el área del condensador sufre un cambio de presión debido al diferencial de temperaturas, dando como resultado un cambio de fase en su estado (gas-líquido). Como resultado, la presión en el

condensador con respecto al evaporador caerá repentinamente. En la mayor parte de las aplicaciones los termosifones de contorno usualmente operan a bajas presiones (0.1-10 bares) y a temperaturas que comprenden un rango de 20-120 °C.

De tal manera un aumento en el transporte de calor con respecto a los tubos termosifones bifásicos convencionales es obtenido y las clásicas limitaciones operativas tales como inundamiento o de arrastre no se presentan. Estos efectos son más notables cuando el tamaño del dispositivo disminuye. El diseño y fabricación del termosifón es un proceso extremadamente complejo debido a que se deben considerar los siguientes parámetros [59]:

- Suministro de Calor (Q)
- Diámetro del tubo ( $\Phi$ )
- Distancia entre el evaporador y condensador (L)
- Longitud de la zona en la que estará suministrado el calor (h)
- Propiedades termo-físicas del fluido de trabajo
- Presión de operación
- Fluido de enfriamiento
- Porcentaje de llenado (%)
- Caídas de presión y resistencias térmicas en diferentes puntos del termosifón.

## 2.1.1 Análisis Teórico de un Termosifón Bifásico de Contorno

### 2.1.1.1 Gradiente de Presión [60]

La caída total de presión de un fluido de trabajo está relacionada con la fuerza hidrostática a través de la diferencia de alturas (h).

$$\Delta P_t = (\rho_l - \rho_v)gh \quad (2.1)$$

Donde,  $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ . La caída total de presión  $\Delta P_t$  es la sumatoria de las caídas de presión del fluido de trabajo localizadas en la zona del evaporador ( $\Delta P_{evap}$ ), línea del vapor ( $\Delta P_v$ ), la zona del condensador ( $\Delta P_{cond}$ ), y la línea del líquido condensado ( $\Delta P_l$ ):

$$\Delta P_t = \Delta P_e + \Delta P_v + \Delta P_c + \Delta P_l \quad (2.2)$$

La línea de vapor se encuentra aislada, por lo tanto el fluido no cambiará de fase y se mantendrá monofásico, lo mismo sucederá con la línea del líquido condensado. La caída de presión en un fluido monofásico se calcula de la siguiente forma

$$\Delta P = f \frac{L_e}{d_i} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.3)$$

El coeficiente de fricción se obtiene:

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (2.4)$$

Donde el número de Reynolds se define como:

$$Re \equiv \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{4q}{h_{fg}\pi d_i \mu} \quad (2.5)$$

El equivalente de  $L_e$  que aparece en la ecuación (2.3), es la sumatoria de la longitud total de la línea de vapor o líquido (dependiendo el estudio de la zona) y de los codos a través de todo el termosifón.

### 2.1.1.2 Presiones en la Operación [4]

Durante el funcionamiento del termosifón el cual se puede observar en la figura 2.1, las pérdidas de presión totales de su ciclo son la suma de las pérdidas de presión en la zona del evaporador, línea de vapor, zona del condensador y la línea de líquido, dando un balance igual a cero.

$$P_{gr} + (P_{v,c} - P_{v,e}) + (P_{l,c} - P_{v,c}) + (P_{l,e} - P_{l,c}) + (P_{v,e} - P_{l,e}) = 0 \quad (2.6)$$

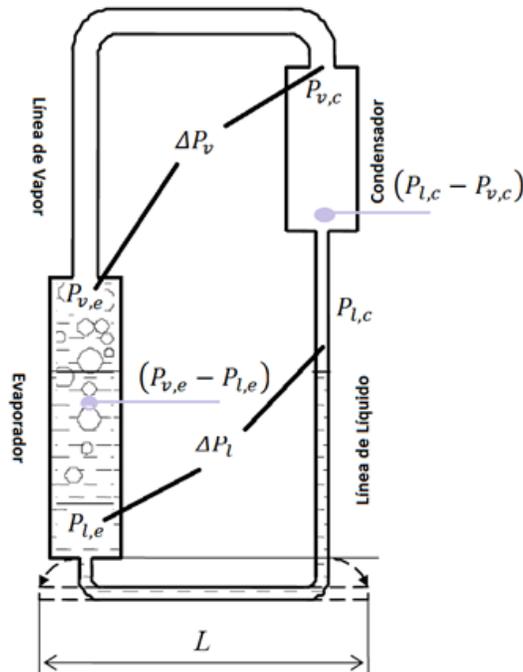


Figura 2.1 Gradientes de Presión en un Termosifón de Contorno

El equilibrio interfacial entre las fases de líquido y vapor en el condensador será:

$$(P_{l,c} - P_{v,c}) = (P_{v,e} - P_{l,e}) = 0 \quad (2.7)$$

Por lo tanto se obtiene el siguiente balance:

$$\Delta P_{GR} + \Delta P_v + \Delta P_l = 0 \quad (2.8)$$

$$\Delta P_{GR} \geq \Delta P_v + \Delta P_l \quad (2.9)$$

### 2.1.2 Hidrodinámica de un Tubo Termosifón Bifásico de Contorno

Una metodología, basada en un modelo matemático (ver apéndice A) propuesto por Wei Qu [32], se desarrolló con el objetivo de analizar teóricamente el comportamiento del evaporador, condensador y de las líneas adiabáticas (vapor y líquido condensado), para diversos suministros de calor y distintos diámetros en las tuberías, ya que éstos últimos son considerados parámetros críticos dentro del diseño.

El modelo matemático, permitió proponer diferentes parámetros considerados para el diseño de la zona del evaporador, los cuales se muestran en la tabla 2.1:

Tabla 2.1 Parámetros de diseño en el evaporador

Altura de la Zona del Evaporador	H=100 mm = 10 cm = 0.1 m
Diámetro Interno	0.01445 m
Área Lateral de la Zona del Evaporador	$A_L = 4.53 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Suministros de Calor	$Q = 150 \text{ W} = \dot{q} = (33 \text{ kW/m}^2)$ $Q = 300 \text{ W} = \dot{q} = (66 \text{ kW/m}^2)$ $Q = 450 \text{ W} = \dot{q} = (99 \text{ kW/m}^2)$

Las principales ecuaciones que se emplearon para la obtención de los resultados se enlistan en la tabla 2.2:

Tabla 2.2 Ecuaciones principales de la zona del evaporador [62].

Densidad de la mezcla vapor-líquido a la salida del evaporador	$\rho_h = \frac{(A - A_{void})\rho_l + A_{void}\rho_v}{A}$ $= \rho_l - (\rho_l - \rho_v) \frac{3q}{d_m h_{fg} p_v} \sqrt{\frac{2(H-h)}{W}} \quad (2.10)$
Velocidad de las Burbujas	$\bar{u} = \frac{2}{3} \sqrt{2W(H-h)} \quad (2.11)$
Sección Transversal por la que el fluye el vapor a la salida del evaporador	$A_{void} = \frac{3 \pi d_e q}{2 h_{fg} \rho_v} \sqrt{\frac{H-h}{2W}} \quad (2.12)$
Altura Mínima necesaria del fluido de trabajo en estado líquido ( $H_1$ ) en la zona del evaporador	$H_1 = H - \frac{8}{3} \sqrt{\frac{2}{W} \frac{q}{h_{fg} \rho_{v d_{le}}} H_2^3} \quad (2.13)$
Flujo másico	$\dot{m} = \rho v A \quad (2.14)$

Los resultados obtenidos para los diferentes suministros de calor con las dimensiones propuestas se muestran en la tabla 2.3:

Tabla 2.3. Resultados

$Q_{sum}$	$\rho_h$	$\bar{u}$	$A_{fracción\ de\ vapor}$	$H_1$	$\dot{m}$
150 W	465 kg/m <sup>3</sup>	1.31 m/s	8.44 x 10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup>	0.05 m	6.63 x 10 <sup>-5</sup> kg/s
300 W	0.596 kg/m <sup>3</sup>	1.31 m/s	0.0001688 m <sup>2</sup>	0.008 m	0.0001327 kg/s
450 W	0.596 kg/m <sup>3</sup>	1.31 m/s	0.0002532 m <sup>2</sup>	0 m	0.0001991 kg/s

Una vez que la metodología se ha desarrollado, es posible con el uso de un diagrama de flujo (ver fig. 2.2) identificar los parámetros principales que serán útiles para el diseño óptimo de la zona del evaporador.

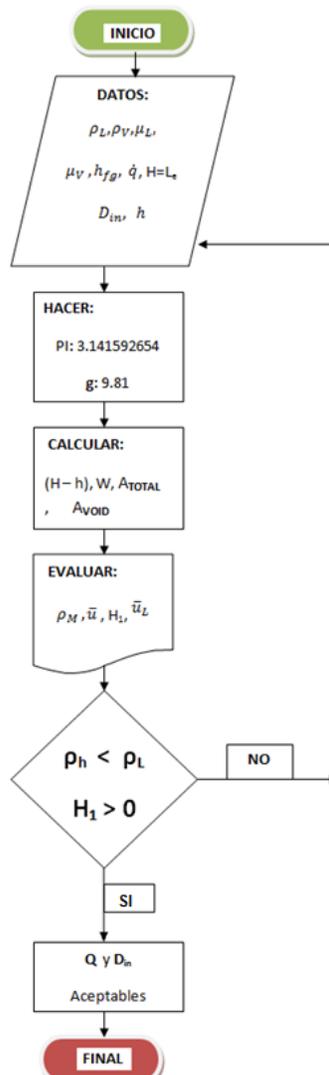


Figura 2.2 Diagrama de Flujo – Zona Evaporador

## 2.2 Contenedor y Fluidos de Trabajo

Un Tubo Termosifón Bifásico (TTB), opera mediante 2 componentes básicos, los cuales son:

- a) Contenedor
- b) Fluido de trabajo

### 2.2.1 Contenedor

Los materiales para la construcción del contenedor, son de las principales consideraciones que se deben tomar en cuenta para un correcto funcionamiento, sin embargo los materiales deben ser elegidos en base a un fluido de trabajo compatible. Los principales materiales que se han usado en el desarrollo de TTB tienen que contar como mínimo con las siguientes propiedades [1]:

- (i) Compatibilidad. (fluido y ambiente)
- (ii) Buena conductividad térmica.
- (iii) Porosidad.
- (iv) Capaz de que el fluido moje la pared.
- (v) Dureza.
- (vi) Fácil fabricación incluyendo ductilidad, maleabilidad y soldabilidad.

Al conocer las propiedades mínimas y necesarias para la elección de un material, esta investigación ha elegido al Cobre Tipo “L”, ya que cumple con la mayoría de los puntos indicados previamente, además de ser un material de fácil adquisición tanto en costo como en volumen, compatible con fluidos de trabajo de bajo costo como lo es el agua, sin presentar efectos corrosivos y resistente a la presión y transferencia que genera el fluido durante su ciclo de operación. A continuación, en la tabla 2.4 se muestra la compatibilidad entre materiales del contenedor con diferentes fluidos [1]:

Tabla 2.4 Compatibilidad de Material y Fluido [1].

Material Contenedor	Fluidos de Trabajo					
	Agua	Acetona	Amoníaco	Metanol	DowA	DowE
Cobre	RU	RU	NU	RU	RU	RU
Aluminio	G	RL	RU	NR	RD	NR
Acero Inoxidable	GT	PC	RU	GT	RU	RU
Níquel	PC	PC	RU	RL	RU	RL

*RU, Recomendable por uso exitoso; RL, Recomendable por literatura; PC, Probablemente compatible; RD, Resultado desconocido; NR, No recomendable; G, Generación de gas en todas las temperaturas; GT, Generación de gas a elevadas temperaturas (presentándose óxido).*

### 2.2.1.1 Cobre Tipo “L”

En base a la norma mexicana *NMX-W-018-SCFI-2006*, se mencionan las propiedades de mayor importancia que hacen del cobre tipo “L”, el material electo para la construcción del contenedor.

#### a) Clasificación

La clasificación y designación consta de cuatro tipos, dos subtipos y otro para usos generales (gas) (ver tabla 2.5).

Tabla 2.5 Clasificación y Designación.

Tipo	Subtipo
K	Flexibles, Rígidos
L	Flexibles, Rígidos
M	Rígidos
G	Usos Generales (Gas)

#### b) Composición Química Porcentual

Las composiciones químicas mínimas para la fabricación en tubos de acero sin costura se muestran en la tabla 2.6, con un campo aplicable en la conducción de fluidos a presión.

Tabla 2.6 Composición Química.

Tubo	Cobre (incluyendo plata)	Fósforo	Método de Prueba
Flexible o Rígido	99.9% mínimo	0.015% a 0.040%	NMX-K-150

#### c) Resistencia

Todos los tubos deberán cumplir como mínimo con las indicaciones de la tabla 2.7.

Tabla 2.7 Resistencia a la Tensión y Alargamiento

Tubo	Resistencia Tensión MPa	Método de Prueba
Rígido	250	NMX-B-310

## 2.2.2 Fluido de Trabajo

Para un mayor rendimiento en la operación del TTB, la elección del fluido de trabajo deberá apegarse a lo siguiente:

- a) Conocer las principales características **[1]** del fluido de trabajo para evitar su degradación al estar sometido al continuo cambio de fase.
- (i) Compatibilidad con la pared del contenedor
  - (ii) Buena Estabilidad Térmica
  - (iii) Presiones de Vapor dentro del rango de temperaturas de trabajo
  - (iv) Alto calor latente
  - (v) Alta conductividad térmica
  - (vi) Baja viscosidad (ambas fases)
  - (vii) Alta tensión superficial
  - (viii) Punto de congelamiento adecuado.
- b) Rango de temperaturas a las que se pretende operar.(ver tabla 2.8)

Tabla 2.8 Propiedades de los Fluidos de Trabajo **[63]**

Fluidos de Trabajo			
	Punto de Solidificación (°C)	Punto de Ebullición a presión atmosférica (°C)	Rango útil (°C)
Agua	0	100	30 – 200

Para esta investigación se eligió como fluido de trabajo al agua, la cual cuenta con las siguientes cualidades:

- (i) Compatibilidad con el cobre,
- (ii) Bajo costo
- (iii) Fácil manejo y alta disponibilidad en el mercado.

## 2.3 Parámetros de Diseño

### 2.3.1 Geometría

En lo que respecta a la geometría del contenedor y de acuerdo a la clasificación de los tubos termosifones bifásicos descrita en el primer capítulo, esta investigación ha elegido el Tubo Termosifón de Contorno para su construcción debido a las siguientes ventajas:

- Separación espacial entre la línea de vapor y líquido, éstos fluyen sin interactuar el uno con el otro, evitando la formación de flujos en contracorriente.
- Las líneas de vapor y líquido que separan al evaporador del condensador, pueden ser de diámetros relativamente pequeños, los cuales al no ser de grandes dimensiones favorecen su uso en diversas aplicaciones, donde los espacios son limitados.
- Su producción (construcción) en comparación con otros sistemas de disipación de calor, es simple y de bajo costo.
- Suplen los sistemas de convección forzada (ventiladores) por la convección natural, que es de mayor eficiencia, evitando gastos de mantenimiento o averías en los primeros, además de que al no tener bombas de circulación el sistema es silencioso.
- Alta flexibilidad en su diseño.

La geometría viene siendo en esencia una tubería que representa a un rectángulo con una orientación vertical de  $90^\circ$ , como se muestra en la figura 2.3.

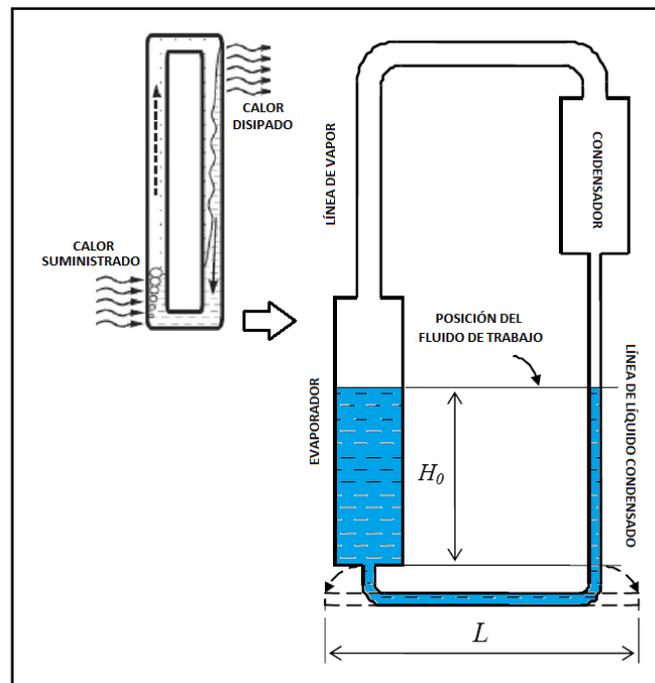


Figura 2.3 Tubo Termosifón Bifásico de Contorno

La figura 2.3 muestra las dos zonas donde se hará efectivo el ciclo de operación, la zona de evaporación y de condensación, mediante las cuales existe un fluido de trabajo, el cual dependiendo de su ubicación dentro del contorno, se sabrá su estado en fase líquida o de vapor. En las zonas adiabáticas no existirá transferencia alguna de calor al medio circundante.

### 2.3.2 Dimensiones

Las dimensiones designadas a una geometría como la anterior, han sido a partir de un artículo científico [32] (ver apéndice A), mediante el cual desarrollan un modelo matemático que permite conocer los límites de dimensiones y de condiciones térmicas sobre el comportamiento hidrodinámico en la zona del evaporador, líneas adiabáticas y zona del condensador por los cuales existe la circulación monofásica y bifásica del fluido de trabajo.

Las diferencia que existe en el diseño general de un tubo termosifón bifásico de contorno con respecto a los caloductos y termosifones convencionales, consiste en la integración de dos líneas adiabáticas que separan al evaporador del condensador, por las cuales fluye vapor y líquido condensado de manera separada; trayendo consigo la ventaja de obtener distancias más largas entre el evaporador y el condensador, que comúnmente en los termosifones convencionales las distancias son más cortas entre la fuente de calor y el dissipador de calor. Con la separación del vapor y del líquido condensado en diferentes líneas adiabáticas se evita la presencia de un flujo anular contracorriente entre la zona del condensador y del evaporador.

Para el objeto experimental y de estudio, esta investigación ha considerado un termosifón que se caracterice por ser sencillo, práctico y de rápida construcción (ver figuras 2.4 y 2.5). Sin embargo para facilitar la adquisición del material de construcción se han modificado en lo más mínimo los diámetros y las longitudes (ver tabla 2.9) en comparación con otras investigaciones mostradas en el capítulo I.

Tabla 2.9 Dimensiones

<b>Materiales</b>	
Evaporador/Líneas Adiabáticas/Condensador	Cobre
Fluido de Trabajo	Agua
<b>Dimensiones</b>	
Configuración Evaporador	Diámetro: 14.45 mm Longitud: 100 mm
Configuración Condensador	Diámetro: 20.6 mm Longitud: 100 mm
<b>Distancia de las líneas adiabáticas entre el evaporador y condensador</b>	
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	14.45 mm
Longitud Vertical de la Línea de Líquido	115 mm
Longitud Horizontal de la Línea de Líquido	200 mm

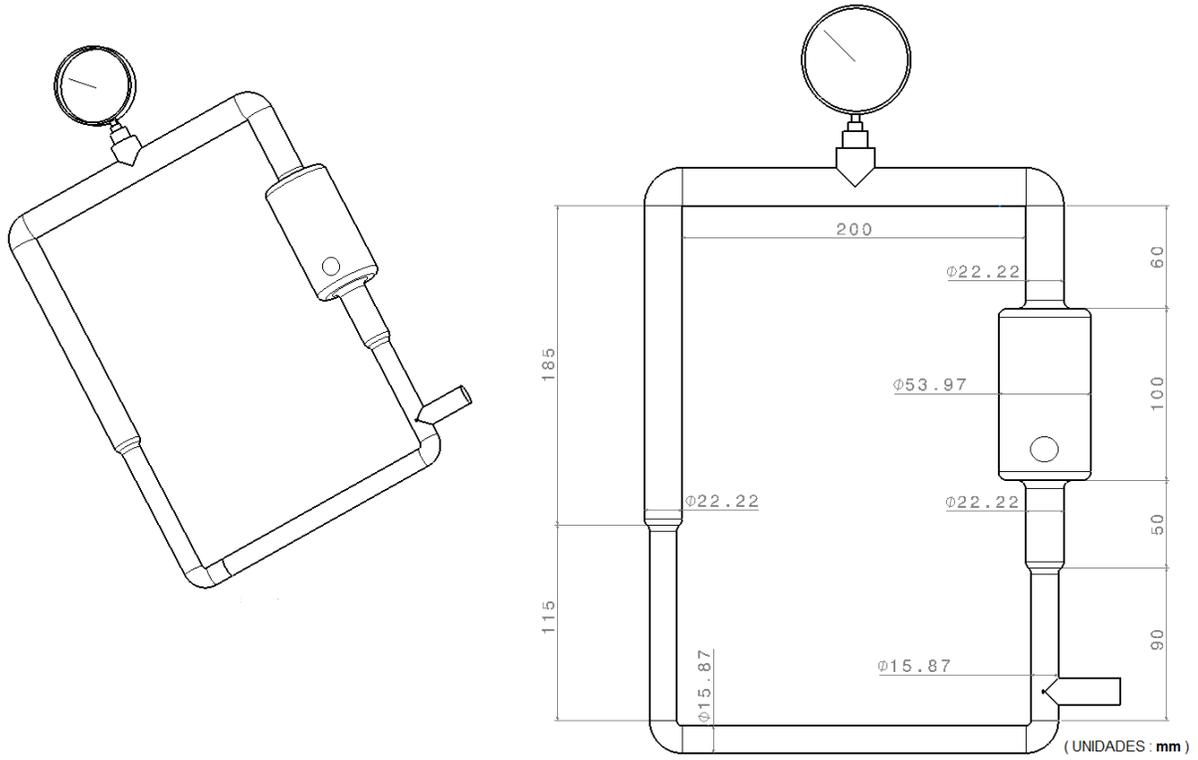


Figura 2.4 Dibujo del Termosifón



Figura 2.5 Prototipo

### 2.3.3 Especificaciones Técnicas

Las especificaciones técnicas con las que se operará el termosifón son mostradas a continuación en la figura 2.10.

Tabla 2.10. Especificaciones

Suministro de calor	150 W a 450 W
Máxima temperatura de operación interna	150 °C
Presión Máxima de Operación	2 bar
Rango de la temperatura ambiente	0-30 °C
Inclinación	0 °
Medio de refrigeración en condensador	Agua (convección forzada)

### 2.3.4 Límites de Operación

Dentro del diseño y construcción, es necesario considerar los límites que garantizarán el correcto funcionamiento (ciclo termodinámico) del TTBC para una mayor eficiencia de transferencias de calor. La operación adecuada de un TTBC está guiada por los siguientes límites [61]:

- a) Límite Viscoso
- b) Límite Sónico
- c) Límite de Arrastre (inundamiento)
- d) Límite de Evaporador Seco y Alto Volumen de Llenado
- e) Límite de Flujo de Calor Máximo

Sin embargo, para los termosifones de contorno la aplicación de estos se reduce a los siguientes:

#### a) Límite Viscoso

Trabajando con temperaturas bajas, se generan gradientes de presión bajos entre la zona del evaporador y condensador, dando como consecuencia la detención del vapor sin generación de flujo, ya que las fuerzas viscosas son mayores que los gradientes de presión en el condensador. Dicho límite se desarrolló mediante el siguiente análisis bidimensional:

$$\dot{q} = \frac{r_v \rho_v P_v}{16 \mu_v l_e} \quad (2.15)$$

Donde  $\rho_v$  y  $p_v$  son la densidad y la presión al final de la zona del evaporador. Este límite es de suma importancia durante el arranque en algunos termosifones, sin embargo se generó un criterio para omitir este límite [62] el cual:

$$\frac{\Delta P_v}{P_v} < 0.1 \quad (2.16)$$

### b) Límite de Evaporador Seco y Alto Volumen de llenado.

Es el límite que se presenta cuando el TTB no ha sido cargado con el suficiente fluido de trabajo, dando como resultado que este se evapore por completo. El ciclo evaporación-condensación que consiste en dos fases termodinámicas se verá afectado ya que solo contaremos con el fluido de trabajo en fase de vapor. En caso contrario, altos contenidos de líquido con bajo flujo de calor generarán inestabilidad en la operación, debido a la formación de burbujas con una medida igual al diámetro del contenedor (efecto ebullición géiser), las cuales al estar estancadas, darán aparición a zonas secas en el evaporador, el sobrecalentamiento obtenido traerá consigo deformaciones y rupturas del contenedor

$$\left( \frac{Q_{m\acute{a}x}}{\rho_v h_{fg}} \right) \left[ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{-0.25} = \left[ \frac{g \rho_l^2 \left( \frac{D_c}{D_e} \right)}{3 \mu L_e \sqrt{\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)}} \right] * \left[ \frac{\frac{V_t}{\pi D_c}}{\frac{4L_c}{5} + L_{ad} + (D_e - D_c)^{2/3} (L_{ad} + 3L_e/4)} \right]^3 * \left[ \frac{V_e/V_t \left( \frac{V_l}{V_e} - \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)}{1 - \frac{\rho_v}{\rho_l}} \right]^3 \quad (2.17)$$

### c) Límite de Flujo de Calor Máximo.

Es aquel límite que se presenta en un TTB, con altos volúmenes de fluido de trabajo y altos flujos de calor suministrados a la sección del evaporador. El máximo flujo de calor suministrado a la zona del evaporador deberá ser determinado mediante este límite previamente a la experimentación. La consecuencia del exceso en este límite provocará sobrecalentamiento en la pared de la zona del evaporador e inclusive dando como resultado la ruptura del contenedor, debido a que el exceso de calor suministrado dará inicio a la ebullición del fluido dando aparición de burbujas (película de vapor) entre la pared y el líquido, generando un incremento de temperatura en la pared.

$$\left( \frac{Q_{m\acute{a}x}}{A_c} \right) = K_3 L \rho_v \left[ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{0.25} \quad (2.18)$$

*“El estudio profundo de la naturaleza, es la fuente más fértil de descubrimientos matemáticos”*

***Baron Jean Baptiste Joseph Fourier***

# ***CAPÍTULO III***

## ***PRUEBAS EXPERIMENTALES***

En este capítulo se presenta el proceso de limpieza y de vacío que se deberá realizar en el interior del termosifón previo a las cargas del fluido de trabajo y las pruebas experimentales. Se describe la instalación experimental y sus diferentes componentes. Por último se detalla el procedimiento de caracterización que deberá seguirse durante la experimentación del termosifón sujeto a los diferentes parámetros estudiados.

### 3.1 Consideraciones previas a la experimentación

Previo al inicio de las pruebas experimentales, el interior del termosifón deberá pasar por un proceso de limpieza y vacío, los cuales tienen el objetivo de remover todo tipo de partículas contaminantes como: polvo, grasa, óxidos de metal y/o residuos de soldadura, capaces de producir gases incondensables durante el funcionamiento del termosifón. Dichos procesos garantizan que el ciclo operativo no se vea afectado en su rendimiento.

#### 3.1.1 Proceso de Limpieza

Así como la compatibilidad del contenedor con el fluido de trabajo es de gran importancia, también lo será para los químicos con los que se pretenda realizar la limpieza, por esta razón se empleará agua y alcohol como los elementos de limpieza. El proceso consta de dos etapas:

Etapa 1: Las secciones de tubos, codos, reducciones, válvulas y conexiones que compondrán al termosifón deberán ser enjuagadas con agua y posteriormente con alcohol, esto ayudará a remover fragmentos de tierra y de metal.

Etapa 2: En esta etapa el termosifón ha sido construido y debido al proceso de soldadura es necesario limpiarlo nuevamente. Los siguientes pasos permitieron obtener una limpieza óptima en el interior del termosifón.

1. El termosifón se conectó a un compresor haciendo circular aire comprimido a  $4 \text{ kg/cm}^2$  para remover todo tipo de agentes contaminantes que se hayan añadido a la pared interna.
2. Llenar completamente el termosifón de agua y agitarlo.
3. Vaciar el agua. Esperar a que los residuos internos de agua se evaporen por completo.
4. Llenar completamente el termosifón de alcohol y agitarlo.
5. Vaciar el alcohol. Esperar a que los residuos internos de alcohol se evaporen por completo.
6. Conectar nuevamente el compresor al termosifón, repitiendo el paso 1.

#### 3.1.2 Generación de Vacío

La generación de vacío en el termosifón se realizó con la bomba de vacío VE245 (ver fig. 3.1) teniendo como capacidad máxima de vacío  $3 \times 10^{-1} \text{ Pa}$ . El termosifón alcanzó una presión de vacío de  $550 \text{ mmHg} = 4.8 \text{ kPa}$  como se puede observar en la figura 3.2.



Figura 3.1 Bomba de vacío VE245



Figura 3.2 Vacío de 56 cmHg generado en el interior del termosifón

### 3.1.3 Carga del fluido de trabajo

La influencia del porcentaje en el volumen de llenado es un parámetro de suma importancia. Ong y Haide-E-Alahi [63] investigaron el efecto del refrigerante R134a como fluido de trabajo en un termosifón de contorno, los resultados demostraron que el rendimiento térmico del dispositivo incrementaba conforme se aumentaba el porcentaje del volumen de llenado, llegando a experimentar hasta con un 80% de llenado. Abouziyan et al [64] demostró que para las condiciones bajo las que estuvo sometido el

termosifón, un porcentaje de llenado al 50%, presentaba los máximos rendimientos del dispositivo usando refrigerante R134a como fluido de trabajo.

Una vez que el termosifón ha concluido el proceso de limpieza y de vació, se procede a la carga del fluido de trabajo (ver fig. 3.3). El diseño del termosifón cuenta con un centro de carga, el cual se compone por una línea de tubería de  $\frac{1}{2}$ " con un doble juego de válvulas tipo esfera de  $\frac{1}{2}$ " que ayudan a regular el paso del fluido de trabajo durante la carga.



Figura 3.3 Centro de carga

### 3.1.3.1 Procedimiento de carga

1. El termosifón deberá tener una presión de vacío de  $55 \text{ cmHg} = 4.8 \text{ KPa}$  en su interior
2. Una vez generado el vacío, la válvula horizontal cercana a la zona adiabática del líquido deberá permanecer cerrada, evitando que el vacío se pierda.
3. A la salida de la válvula vertical donde se encuentra la conexión de espiga ( $\frac{1}{4}$ " ), conectar la manguera por donde se hará pasar el fluido de trabajo con la ayuda de una probeta graduada de 25 ml.
4. Comenzar a llenar el centro de carga con el fluido de trabajo hasta que el nivel del líquido alcance a leerse en la pipeta.
5. Desalojar todo tipo de aire o burbujas en el interior de la conexión manguera-probeta.

6. Abrir lentamente la válvula horizontal del centro de carga dirigido hacia el termosifón. Debido al vacío interno, el fluido de trabajo comenzará a fluir hacia el interior del termosifón, la probeta graduada permite monitorear el volumen de entrada hasta llegar al deseado.

A continuación se muestra la tabla que indica la relación de la presión en el interior del termosifón y la temperatura de saturación del fluido de trabajo con respecto a cada uno de los volúmenes de llenado que se analizarán en esta investigación.

Tabla 3.1. Volumen, Presión y Temperatura

Volumen de llenado del termosifón	Presión absoluta en el interior del termosifón	Temperatura de saturación del agua
20 % (56.5 ml)	4.8 kPa	32 °C
30 % (85 ml)	4.8 kPa	32 °C
40 % (113 ml)	4.8 kPa	32 °C

### 3.2 Instalación Experimental

El aparato experimental, mostrado en la figura 3.4, está formado principalmente por el ensamble del TTBC, el sistema de enfriamiento en la zona del condensador, el suministro de calor en la zona del evaporador, líneas adiabáticas (vapor y líquido condensado) y la zona de carga. Las pruebas realizadas al termosifón diseñado se han determinado para tres diferentes capacidades de suministro de calor: 150 W, 300 W y 450 W con una temperatura promedio del ambiente a 25 °C.

El evaporador y el condensador se conectan entre sí por medio de las líneas adiabáticas, una para el flujo de vapor y otra para el regreso del líquido condensado desde el condensador al evaporador. La medición de la distribución de temperaturas a lo largo del tubo termosifón de contorno se llevará a cabo con el uso de termopares tipo K.

Se hizo circular agua con una temperatura promedio de 22.5 °C como el flujo de enfriamiento a la sección del condensador. El termosifón fue probado con agua destilada como fluido de trabajo. El suministro de calor a la sección del evaporador fue incrementado cuidadosamente en pasos de 150 W. Para llegar al estado de equilibrio entre cada paso, el termosifón tardó en promedio quince minutos.



Figura 3.4 Instalación Experimental

### 3.2.1 Componentes de la Instalación Experimental

Los componentes que forman parte de la instalación son los siguientes:

- a) Termosifón: La fase de diseño y construcción del termosifón propuesto en el capítulo II está completa.
- b) Manómetro Tipo Bourdon INFRA Metron para usos generales: Se instaló un manómetro a la mitad de la línea horizontal de vapor, el cual mide la presión de vacío y la presión de operación del termosifón. La lectura de las presiones de operación permitirá conocer la temperatura a la que el vapor está fluyendo.
- c) Resistencia eléctrica: Una resistencia de níquel tipo alambre con recubrimiento de silicón (ver fig. 3.5), es la encargada de suministrar calor al área de la zona evaporador. Una resistencia disipa calor, la potencia de éste calor se puede calcular usando la ley del efecto Joule

$$P = \frac{V^2}{R} \quad (3.1)$$



Figura 3.5 Resistencia Eléctrica

- d) Transformador Variable: El suministro de energía eléctrica a la resistencia es proporcionada por un potenciómetro que regula el voltaje de salida en un rango de 0 –280 Volts con corriente alterna, ésta última la encargada de regular la potencia dirigida hacia la zona del evaporador. (ver fig. 3.6)



Figura 3.6 Panel del potenciómetro

- e) Termopares tipo “K”: El intervalo de temperaturas de medición para termopares tipo K es de -200 °C a 1372 °C, cinco termopares fueron empleados en distintos puntos del termosifón con el fin de obtener la distribución de temperaturas en cada una de las zonas durante la operación, los datos obtenidos son utilizados para calcular la eficiencia térmica del dispositivo.

En la tabla 3.2 se muestra la cantidad de termopares usados en distintas zonas del termosifón.

Tabla 3.2 Distribución de los termopares

Zona	Cantidad
*Evaporador (Salida)	1
*Condensador (Entrada y Salida)	2
*Temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador	1
*Línea Adiabática de Líquido	1

- f) Escáner de temperaturas: La adquisición de los datos obtenidos por los termopares tipo “K” se realizó con el Escáner Cole Parmer Digi-Sense modelo EW-92000-00 que se muestra en la figura 3.7, con una resolución de 0.1/1 °C y una capacidad de entrada para 12 termopares.



Figura 3.7 Escáner

- g) Aislante: Por la baja conductividad térmica de  $0.023 \frac{W}{m \cdot K}$  que presenta poliuretano expandido, éste ha sido elegido como el aislante térmico requerido para el recubrimiento total del termosifón.
- h) Rotámetro DWYER Instruments T47X RMB-85D-SSV: Instrumento utilizado para medir el caudal de agua que circula como refrigerante a través de la camisa añadida a la sección en la zona del condensador. El flujo másico obtenido en la lectura del rotámetro es de alta importancia para obtener los resultados totales del flujo de calor transmitido por el dispositivo.

En la figura 3.8 que se muestra a continuación, se describe el diagrama de la instalación experimental.

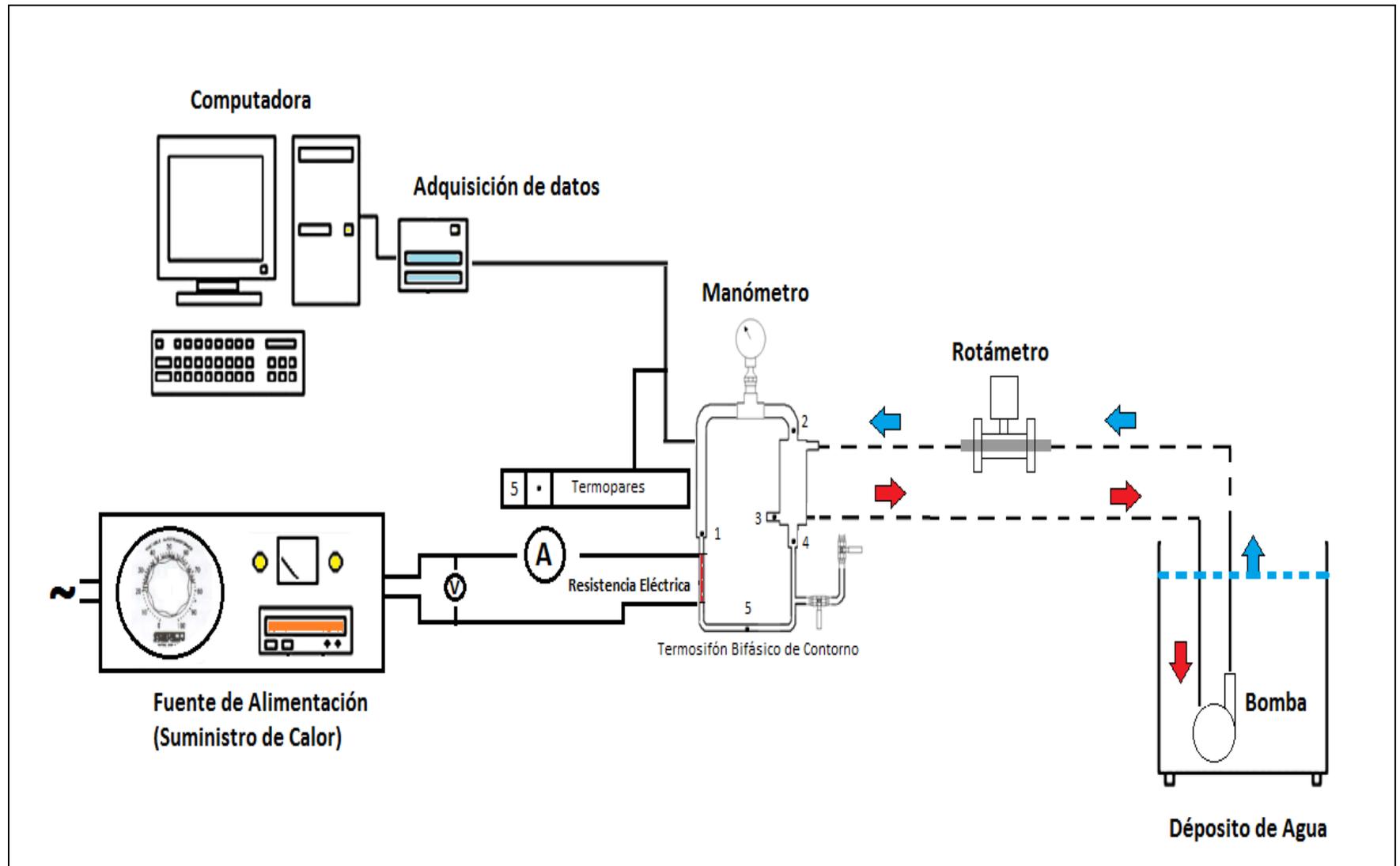


Figura 3.8 Instalación Experimental

### 3.3 Metodología para la caracterización del termosifón.

El suministro de calor dirigido a la sección del evaporador se obtiene con la variación del voltaje suministrado a la resistencia eléctrica, lo que trae consigo un aumento paulatino de la potencia térmica, la cual se calculó con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{suministro} = P = \frac{V^2}{R} \quad (3.2)$$

El calor disipado en la zona del condensador será el calor que el agua absorberá al estar circulando a través de la camisa, éste se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{disipado} = hA(T_s - T_\infty) = \dot{m}C_p(T_s - T_e) = \dot{Q}_{absorb} \quad (3.3)$$

El gradiente de temperatura que existe en el fluido de enfriamiento, permite conocer cuánta energía está siendo transferida desde el evaporador hasta el condensador. Las pruebas experimentales y los resultados que se obtienen son totalmente dependientes de variación que pueda existir en los siguientes parámetros:

- 1) Porcentaje en el volumen de llenado ( $\Psi$ )
- 2) Variación del suministro de calor ( $Q_{sum}$ )
- 3) Flujo másico del agua a través de la camisa de enfriamiento ( $\dot{m}$ )

#### 3.3.1 Procedimiento

Una vez cargado el termosifón con el volumen de fluido requerido se procede a lo siguiente:

- 1) Revisar que todas las zonas del termosifón donde se haya colocado material aislante estén perfectamente cubiertas, esto minimizará las pérdidas de calor al ambiente.
- 2) Colocación de los cinco termopares en las diferentes zonas de estudio a lo largo del termosifón.
- 3) Instalar la resistencia eléctrica a través del área expuesta al suministro de calor en la zona del evaporador.
- 4) Conexión de los cinco termopares al sistema de adquisición de datos (escáner) para la lectura temperaturas.
- 5) Iniciar el sistema de enfriamiento. Regular el flujo másico del agua de enfriamiento a través de la camisa del condensador, hasta obtener el deseado.
- 6) Encender el escáner, esperar a que la temperatura en cada una de las zonas donde fueron conectados encuentren estabilidad.(Datos iniciales)
- 7) Conectar la resistencia eléctrica al potenciómetro.
- 8) Encender el potenciómetro y comenzar a regular el voltaje dirigido a la resistencia hasta la obtención de la potencia térmica deseada.
- 9) Se ha comenzado el arranque del termosifón, una vez que las temperaturas se estabilizan durante el ciclo operativo, es posible recaudar el reporte de temperaturas medido en los distintos puntos de estudio.

- 10) Al tener la lectura de las temperaturas de la zona evaporador, las zonas adiabáticas, la zona condensador y la temperatura de salida del agua a través de la camisa, es posible calcular el rendimiento térmico que genera el termosifón.
- 11) Para la continuación de las pruebas experimentales con diferentes potencias térmicas y diferente volumen de llenado repetir desde el paso 8).

Mediante un diagrama de flujo que se puede observar en la figura 3.9, es posible describir el procedimiento para la caracterización del termosifón.

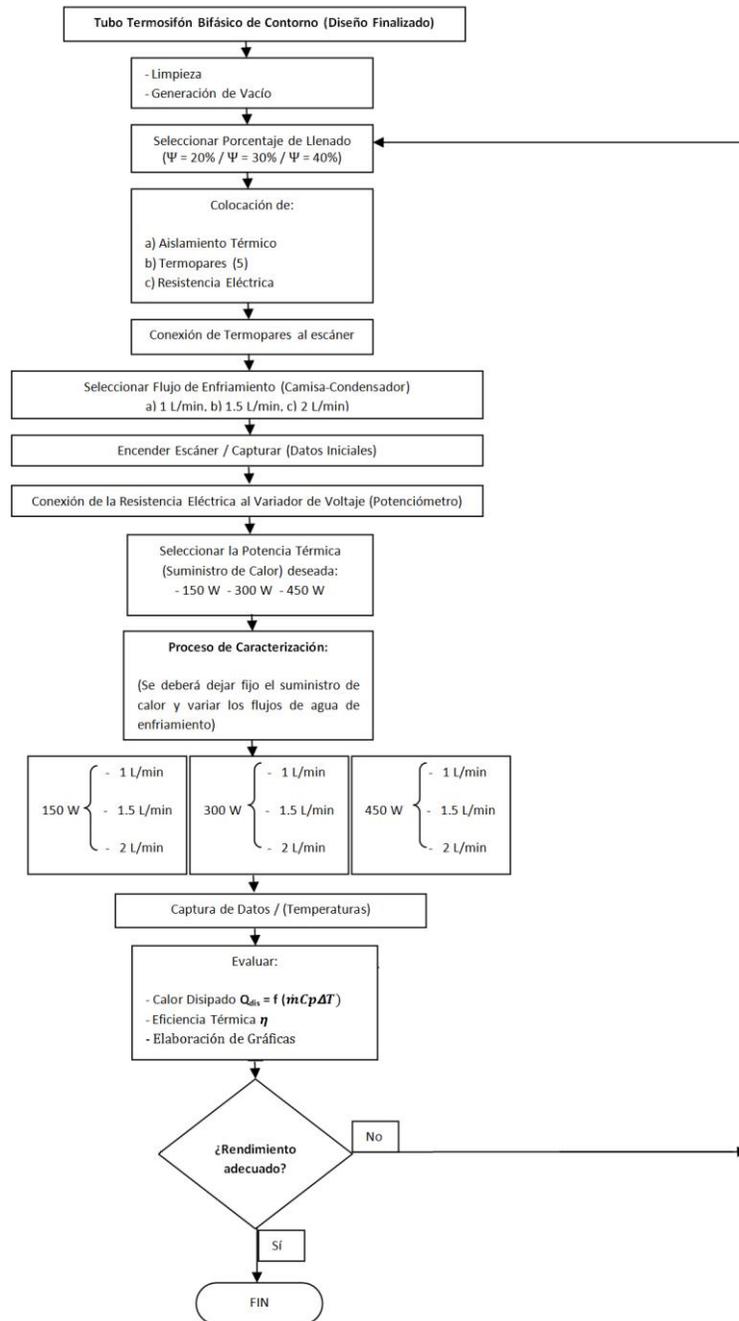


Figura 3.9 Diagrama de Flujo (Procedimiento)

El procedimiento descrito en la figura anterior, se repite para cada uno de los porcentajes de llenado y suministros de calor con distintos flujos máscicos de agua de enfriamiento (1 L/min, 1.5 L/min y 2 L/min) a través de la camisa del condensador evaluados en esta investigación.

### 3.4 Pruebas Experimentales

Las pruebas experimentales realizadas en esta investigación tienen como objetivo determinar un alto rendimiento térmico del termosifón diseñado. Los parámetros críticos a determinar para la obtención de un alto rendimiento son: porcentaje óptimo del volumen de llenado, el intervalo de flujo de calor suministrado por la resistencia, máxima disipación de calor que transfiere el dispositivo y el flujo máscico del agua de enfriamiento que pasa a través del condensador.

Para la obtención de los parámetros críticos, en esta investigación se ha deseado caracterizar al termosifón con tres porcentajes de volúmenes de llenado del fluido de trabajo. Los porcentajes de llenado propuestos para la experimentación de este trabajo son: 20 %, 30% y 40%.

Con respecto al flujo de calor suministrado a la zona evaporador, el intervalo de trabajo será de 150 W a 450 W, esto con el fin de evitar altas temperaturas que podrían causar daños irreparables en la estructura del termosifón y de la misma resistencia eléctrica.

#### 3.4.1 Datos Experimentales

A continuación se muestra en la tabla 3.3 los resultados obtenidos para el porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$ , el resto de los resultados se encuentra en el Apéndice B.

Tabla 3.3. Volumen de Llenado ( $\Psi=20\%$ )

Volumen de Llenado (20%)							
Q suministrado (W)	Caudal L/min	Camisa Condensador		Cp@ Ts J/kg °C	$\Delta T$ °C	Q disipado (W)	$\eta$ (%)
		T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)				
150	1	21.8	23.6	4180.56	1.8	125.12	83.4
300	1	22.1	25.4	4179.84	3.3	229.36	76.45
	1.5	22.1	24.7	4180.12	2.6	271.70	90.56
450	1	22.6	26.7	4179.32	4.1	284.92	63.31
	1.5	22.6	26.1	4179.52	3.5	365.70	81.26
	2	22.6	25.3	4179.88	2.7	375.32	83.40

A continuación en la tabla 3.4 y 3.5 se muestra la distribución de temperaturas obtenida para un porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$ , los resultados para el porcentaje de llenado al  $\Psi=30\%$  y  $\Psi=40\%$  se encuentran en el Apéndice B.

Tabla 3.4 Datos Iniciales ( $\Psi = 20\%$ )

Termopar No.	Temperatura (°C)
1	25
2	22.3
3	21.7
4	21.7
5	23.9
<b>Presión</b>	
4.8 kPa	

Tabla 3.5 Distribución de Temperaturas

<b><math>\Psi = 20\%</math></b>									
Termopar	150 W			300 W			450 W		
	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2
	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min
	Temperatura (°C)			Temperatura (°C)			Temperatura (°C)		
1. Salida Evaporador	49.7	48.8	47.2	55.7	52.3	51.7	61.2	54.8	53.7
2. Entrada Condensador	39	38.1	37.6	45	41.9	40.6	50	45.5	42.9
3. Salida Condensador	24.2	23.8	23.6	31.2	27.2	26.1	38.5	31.9	28.7
4. Salida Camisa	23.6	23.5	23.3	25.4	24.7	24.5	26.7	26.1	25.3
5. Línea Líquido	35	34.6	34.3	40.4	38.1	36.7	44.9	42.4	39.5
<b>Presión (kPa)</b>	6.13	6.13	6.13	8.79	8.79	8.79	14.12	12.79	8.79

*“El aprendizaje es experiencia, todo lo demás es información”*

***Albert Einstein***

# ***CAPÍTULO IV***

## ***ANÁLISIS DE RESULTADOS***

En el presente capítulo, se analizan e interpretan los resultados que se obtuvieron durante la experimentación realizada al termosifón, con diferentes porcentajes en el volumen de llenado, diferentes flujos de agua de enfriamiento y tres valores en el suministro de calor.

## 4.1 Resultados Experimentales

A continuación se presentan los resultados obtenidos de la experimentación realizada al termosifón con tres diferentes porcentajes de llenado, los cuales corresponden al 20%, 30% y 40% del volumen interno del dispositivo. El suministro de calor se limitó, por cuestiones de seguridad a únicamente tres valores: 150 W, 300 W y 450 W.

Dicha experimentación fue realizada en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada de la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME-IPN. Con la adquisición de los datos fue posible obtener la capacidad máxima de transporte de calor, la eficiencia térmica.

### 4.1.1 Máxima disipación de calor

En este punto se realiza el análisis de los resultados obtenidos a partir de tres diferentes flujos de enfriamiento de agua a 1 lpm, 1.5 lpm y 2 lpm, los cuales han influido en la obtención del mayor flujo de calor disipado para cada uno de los porcentajes de llenado elegidos en el estudio de ésta investigación.

En la figura 4.1 se puede observar que la mayor capacidad para disipar calor con un flujo de enfriamiento de agua a 1 lpm, se obtiene con el porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  en comparación con los otros dos volúmenes de llenado. La disipación de calor disminuye cuando el termosifón se carga con el  $\Psi=30\%$ .

A pesar de que la tendencia en dichos resultados muestra que a mayor porcentaje de llenado menor será la capacidad para disipar calor, se obtuvo un incremento de ésta únicamente para el suministro de  $Q_{sum}=450$  W con el termosifón cargado al  $\Psi=40\%$ , mientras que para los otros dos suministros la tendencia siguió disminuyendo. Aún con el incremento a  $Q_{dis}=278$  W, éste no llega a superar la disipación que se obtuvo con el porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  que fue de  $Q_{dis}=284$  W.

El suministro de calor  $Q_{sum}=450$ W presentó la menor disminución en su disipación de calor entre el  $\Psi=20\%$  y el  $\Psi=40\%$  del volumen de llenado, siendo de 2.42%, mientras que para  $Q_{sum}=150$  W y  $Q_{sum}=300$  W se obtuvieron pérdidas del 11.10% y 21.20% respectivamente.

Analizando dichos resultados se puede mencionar que el termosifón cargado con un porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  presentó los valores más altos en la transferencia de calor bajo la influencia de un flujo de agua de enfriamiento de 1 lpm.

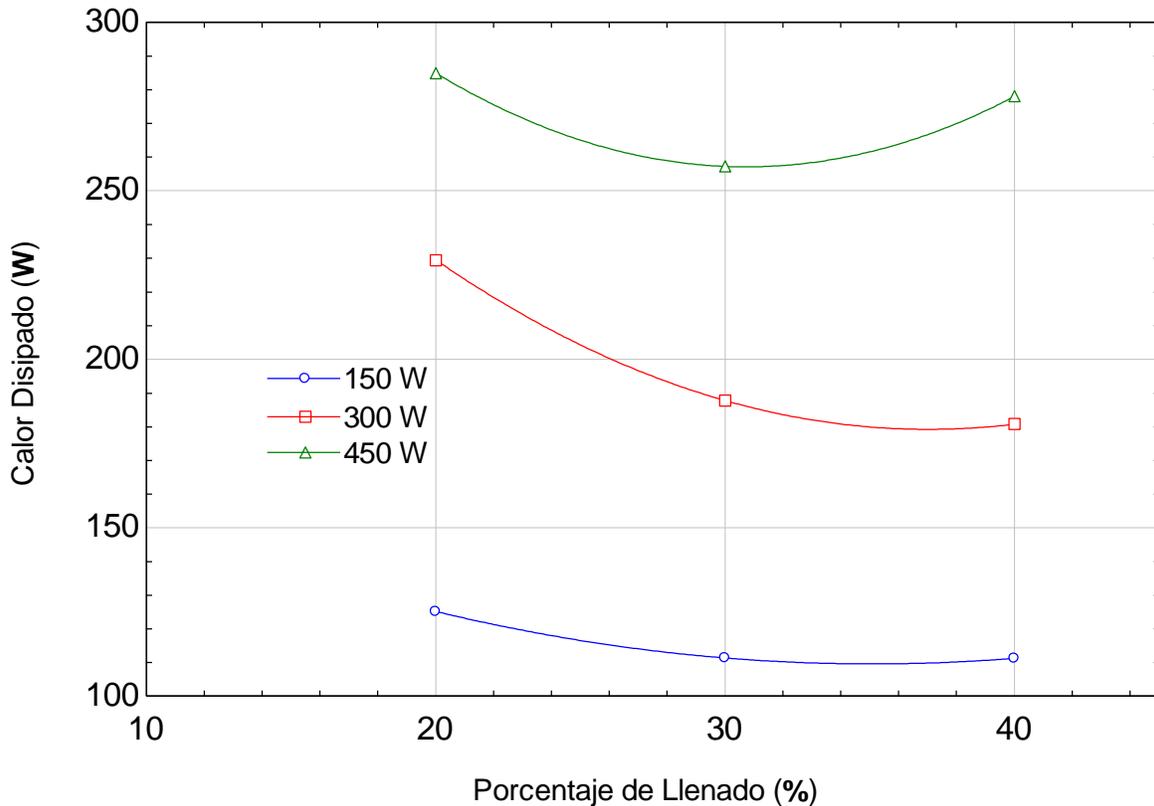


Figura 4.1 Gráfica del flujo de calor disipado por el termosifón en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor. (Flujo de agua de enfriamiento: 1 lpm)

La figura 4.2 muestra resultados de una manera casi similar a los de la figura 4.1, sin embargo cabe señalar que es aquí donde existe una disipación de calor constante de  $Q_{dis}=135$  W para un suministro de  $Q_{sum}=150$  W, independientemente del porcentaje de llenado al que se encuentre el termosifón, éste seguirá siendo constante. Los resultados de la gráfica indican que es el porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  el que nuevamente presentó los valores más altos en la disipación de calor.

El suministro de calor  $Q_{sum}=150$  W presentó constante su disipación de calor independientemente de los porcentajes de llenado con los que se estuviese operando el termosifón, sin embargo entre el  $\Psi=20\%$  y el  $\Psi=40\%$  del volumen de llenado para  $Q_{sum}=300$  W y  $Q_{sum}=450$  W se obtuvieron pérdidas del 15.37% y 5.7% respectivamente. Al igual que los resultados anteriores mostrados en la figura 4.1, la tendencia del calor disipado muestra una disminución a mayores porcentajes de llenado. El análisis concluye que el termosifón cargado con un porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  presentará los valores más altos en la transferencia de calor.

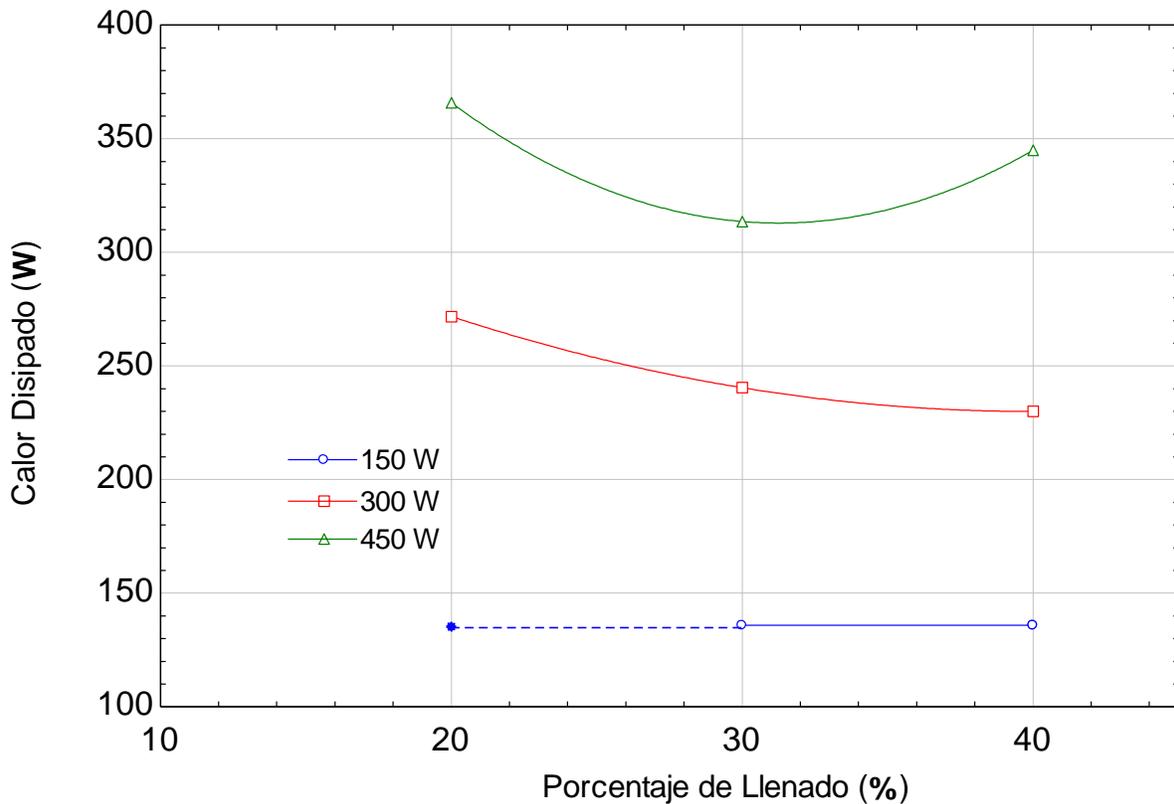


Figura 4.2 Gráfica del flujo de calor disipado por el termosifón en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor. (Flujo de agua de enfriamiento: 1.5 lpm)

Previo al análisis de la figura 4.3 en la cual se ha aumentado el flujo de agua de enfriamiento a 2 lpm, es importante mencionar que para el suministro de  $Q_{\text{sum}}=150 \text{ W}$  con este flujo de enfriamiento no será posible la disipación de calor de un modo eficiente, por tal motivo los resultados obtenidos no son mostrados en dicha gráfica.

Cabe señalar que para el análisis de los resultados mostrados en la figura 4.3, el suministro de calor de 150 W con respecto a los valores del calor disipado para los tres diferentes porcentajes de volumen de llenado se han obtenido ciertas incoherencias en los resultados, (se encuentran disipando mayor calor del que reciben), éste tipo de incongruencias indican que existe un desbalance entre los parámetros; esto quiere decir que es necesario incrementar tanto el suministro de calor como el flujo de agua de enfriamiento. Pero como en este caso el estudio ha sido limitado solamente para un flujo constante de 2 lpm y tres únicos valores en el suministro de calor, dichos ajustes no se realizarán.

Se muestra en la figura 4.3 la comparación con los resultados de otros flujos de enfriamiento mostrados anteriormente, la tendencia de calor disipado para un  $Q_{\text{sum}}=300 \text{ W}$  disminuye de  $Q_{\text{dis}}=278 \text{ W}$  a  $Q_{\text{dis}}=250 \text{ W}$ , conforme se aumenta el porcentaje de llenado, sin embargo resulta lo contrario para  $Q_{\text{sum}}=450 \text{ W}$ , el cual mostró un aumento de  $Q_{\text{dis}}=375 \text{ W}$  a  $Q_{\text{dis}}=403 \text{ W}$  conforme se incrementaba el porcentaje de llenado al  $\Psi=40\%$ , a pesar de

que la tendencia de los resultados anteriores con 1 lpm y 1.5 lpm mostraban la mayor disipación con el  $\Psi=20\%$  de llenado. Las pérdidas obtenidas en la disipación de calor para un  $Q_{\text{sum}}=300$  W entre el  $\Psi=20\%$  y  $\Psi=40\%$  fueron de 10%, mientras que para un suministro de calor  $Q_{\text{sum}}=450$  se obtuvieron ganancias del 6.9 %.

Este aumento se debe a que teóricamente y experimentalmente los termosifones de contorno al tener un mayor suministro de calor en la zona del evaporador, tienen fluyendo un mayor flujo másico de vapor a través de la zona condensador, generando así una mayor transferencia de calor; siempre y cuando se tenga un flujo de agua de enfriamiento con la capacidad de poder absorber todo el calor disipado por el condensador. Es posible considerar que la línea de tendencia para un suministro de  $Q_{\text{sum}}=300$ W con un porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  podrá obtener el máximo de calor disipado. Sin embargo los resultados experimentales muestran que para una mayor disipación de calor es conveniente usar un mayor volumen en el porcentaje de carga.

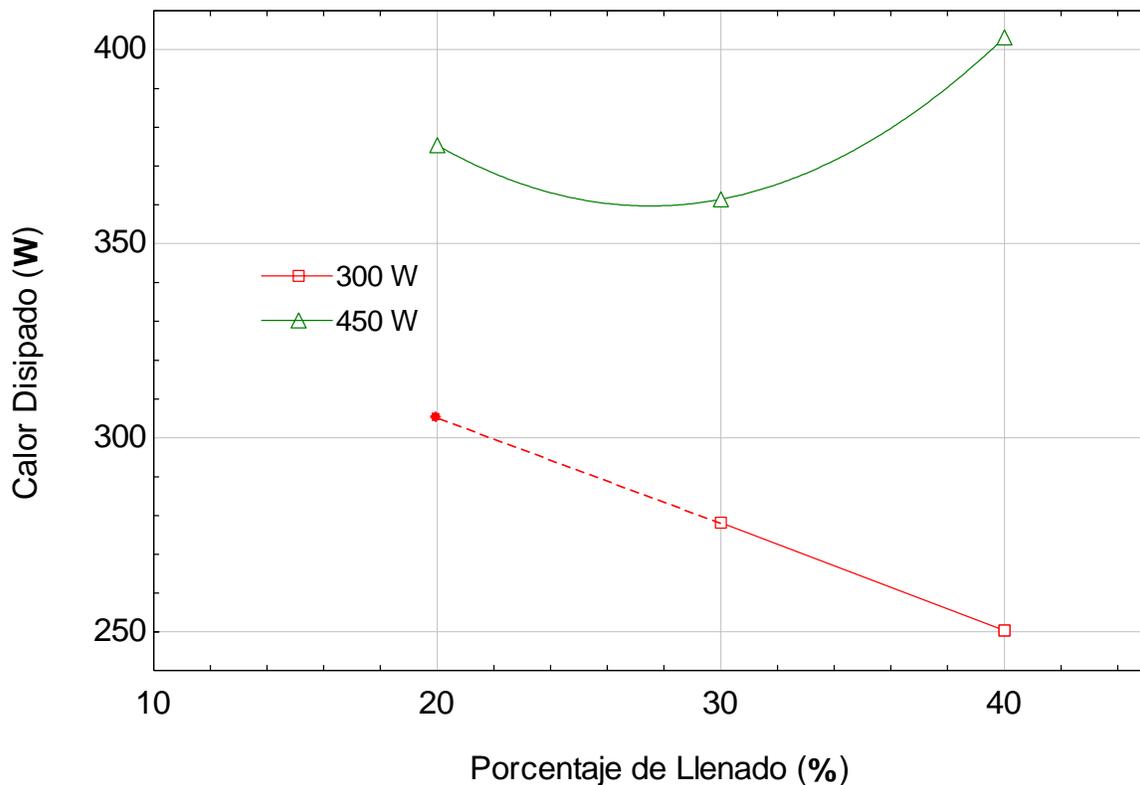


Figura 4.3 Gráfica del flujo de calor disipado por el termosifón en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor. (Flujo de agua de enfriamiento: 2 lpm)

#### 4.1.2 Influencia del flujo de agua de enfriamiento para cada uno de los suministros de calor

La figura 4.4 muestra un flujo de disipación constante de aproximadamente  $Q_{\text{dis}}=135$  W con un flujo de agua de enfriamiento de 1.5 lpm, siendo éste mayor con respecto al de 1 lpm, éste último presentó una disminución conforme se aumentaba el porcentaje de

llenado. Se concluye que la máxima disipación de calor se obtiene con un flujo de agua de enfriamiento a 1.5 lpm constante sin importar el porcentaje de llenado ( $\Psi$ ) que se elija, ya que éste último demostró ser un parámetro independiente en la influencia del calor disipado.

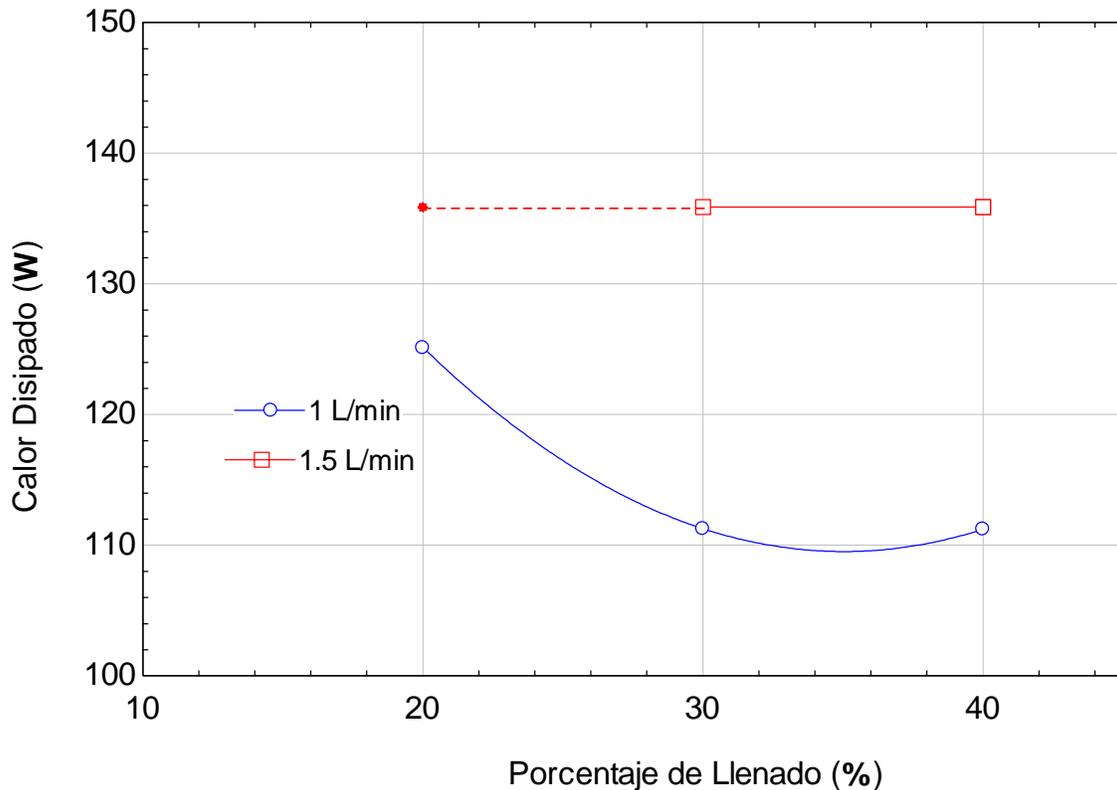


Figura 4.4 Gráfica del calor disipado en función del porcentaje de llenado para diferentes flujos de agua de enfriamiento. (Suministro de calor constante de 150 W)

De acuerdo al análisis teórico, se puede asegurar que al aumentar el flujo de agua de enfriamiento se tendrá una mayor capacidad en la disipación de calor e inclusive poder suministrar flujos de calor más altos.

La figura 4.5 muestra los resultados en el que un flujo de agua de enfriamiento de 2 lpm pudo ser caracterizado solo y únicamente para los porcentajes del  $\Psi=30\%$  y  $\Psi=40\%$  de llenado, sin embargo se comprueba que la influencia de ir aumentando los flujos de enfriamiento será proporcional al aumento en la disipación de calor. Se concluye que la mayor disipación de calor de  $Q_{dis}=278$  W para  $Q_{sum}=300$  W de suministro, se obtendrá con un porcentaje de llenado al  $\Psi=30\%$  bajo la influencia de un flujo de agua de enfriamiento de 2 lpm.

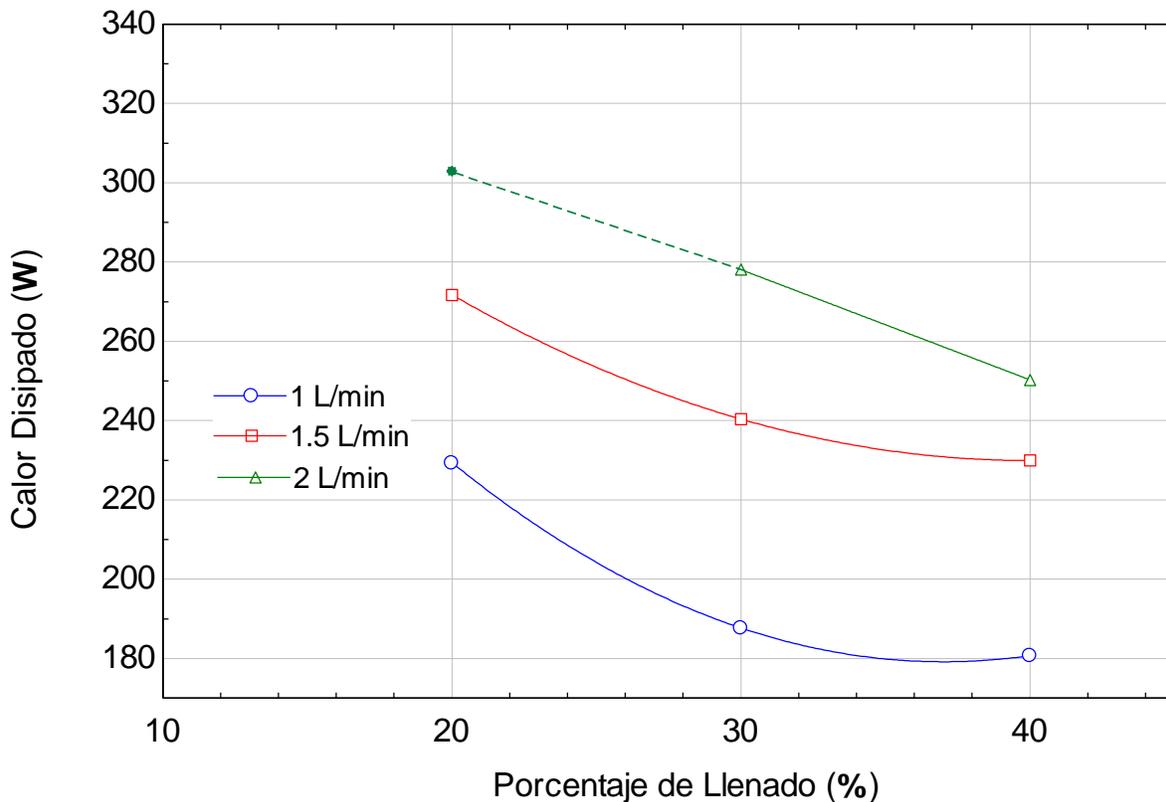


Figura 4.5 Gráfica del calor disipado en función del porcentaje de llenado para diferentes flujos de agua de enfriamiento. (Suministro de calor constante de 300 W)

El análisis realizado en los resultados de la figura 4.6, confirmó que el mayor flujo de agua de enfriamiento es aquel que puede disipar mayor cantidad de calor en la zona del condensador del termosifón, pudiendo disipar un valor de  $Q_{dis}=403$  W con respecto a los  $Q_{sum}=450$  W de suministro, con un porcentaje de llenado al  $\Psi=40\%$ , lo que explica que al tener mayor cantidad de fluido de trabajo interno y un mayor suministro de calor; se generará un mayor flujo másico de vapor, que será capaz de llenar completamente el volumen del condensador al estar en contacto con la pared de éste.

El análisis en la transferencia de calor confirma que mayor cantidad de vapor en contacto con el condensador, mayor será la transferencia de calor por convección y conducción a través de la pared hacia el flujo de enfriamiento; éstos resultados pueden compararse con los flujos inferiores a 2 lpm, los cuales no tienen la capacidad necesaria para transportar el flujo de calor que está siendo disipado por el condensador, posiblemente estos no sean lo suficientemente mayores para poder condensar todo el vapor generado por los  $Q_{sum}=450$  W suministrados.

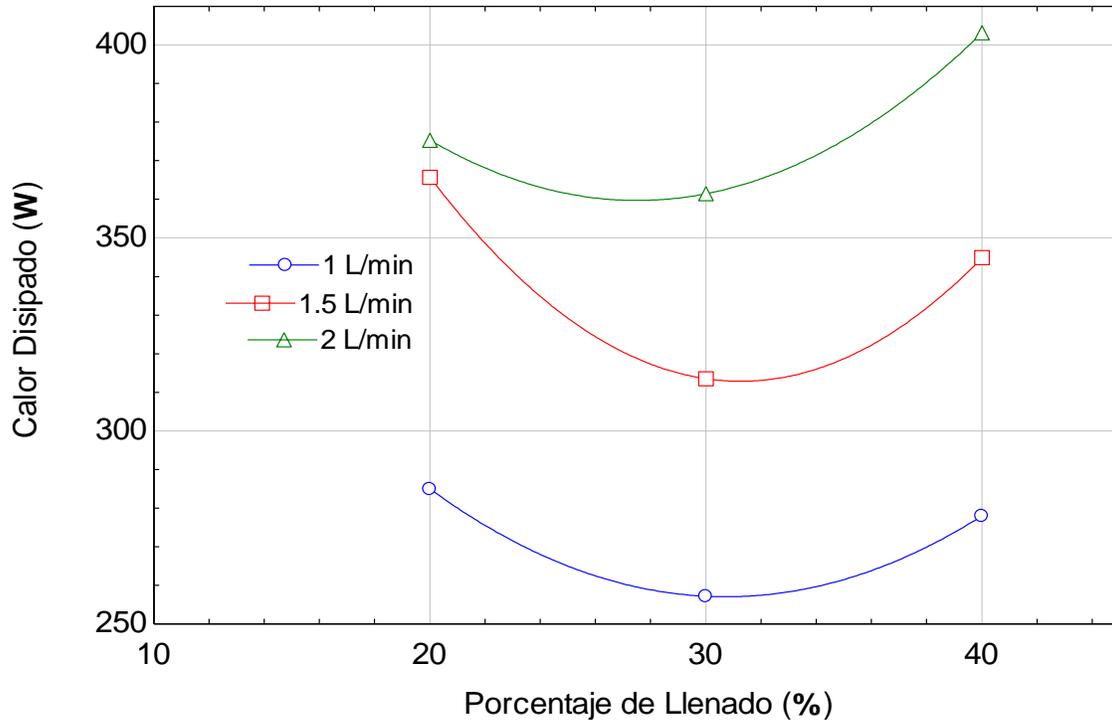


Figura 4.6 Gráfica del calor disipado en función del porcentaje de llenado para diferentes flujos de agua de enfriamiento. (Suministro de calor constante de 450 W)

#### 4.1.3 Calor Transportado

La relación entre el calor disipado con respecto al calor suministrado se muestra a continuación en la figura 4.7, la cual permite observar que en cierta forma a mayores suministros de calor, mayores las dificultades de poder disiparlos, como es el caso para  $Q_{\text{sum}}=300$  W y  $Q_{\text{sum}}=450$  W en el que con un porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  solo pueden disipar  $Q_{\text{dis}}=229$  W y  $Q_{\text{dis}}=284$  W respectivamente, alejándose de los valores que presentan óptimas eficiencias. La línea que corta de un extremo a otro la gráfica, indica la cercanía al máximo calor disipado que se puede obtener con diferentes suministros de calor.

Caso diferente ocurre para un menor suministro de  $Q_{\text{sum}}=150$  W el cuál disipa un flujo de calor de  $Q_{\text{dis}}=125$  W con un porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$ , obteniendo una eficiencia térmica del  $\eta=83.41\%$ , siendo éste valor más cercano a una óptima eficiencia. Estos últimos ejemplos son usados como referencia al  $\Psi=20\%$  de llenado, el cual presentó la mayor capacidad de transporte de calor en cualquiera de los tres suministros de calor estudiados bajo la influencia de un flujo de agua de enfriamiento de 1 lpm.

Cabe resaltar que la tendencia indicaría que el porcentaje de llenado al  $\Psi=40\%$  sería el de menor capacidad para transportar calor, sin embargo con un suministro de calor de  $Q_{\text{sum}}=450$  W, éste tiende a disipar  $Q_{\text{dis}}=278$  W en comparación con los  $Q_{\text{dis}}=257$  W disipados con un porcentaje de llenado al  $\Psi=30\%$ , demostrando que llega a superar la capacidad de disipación de éste último.

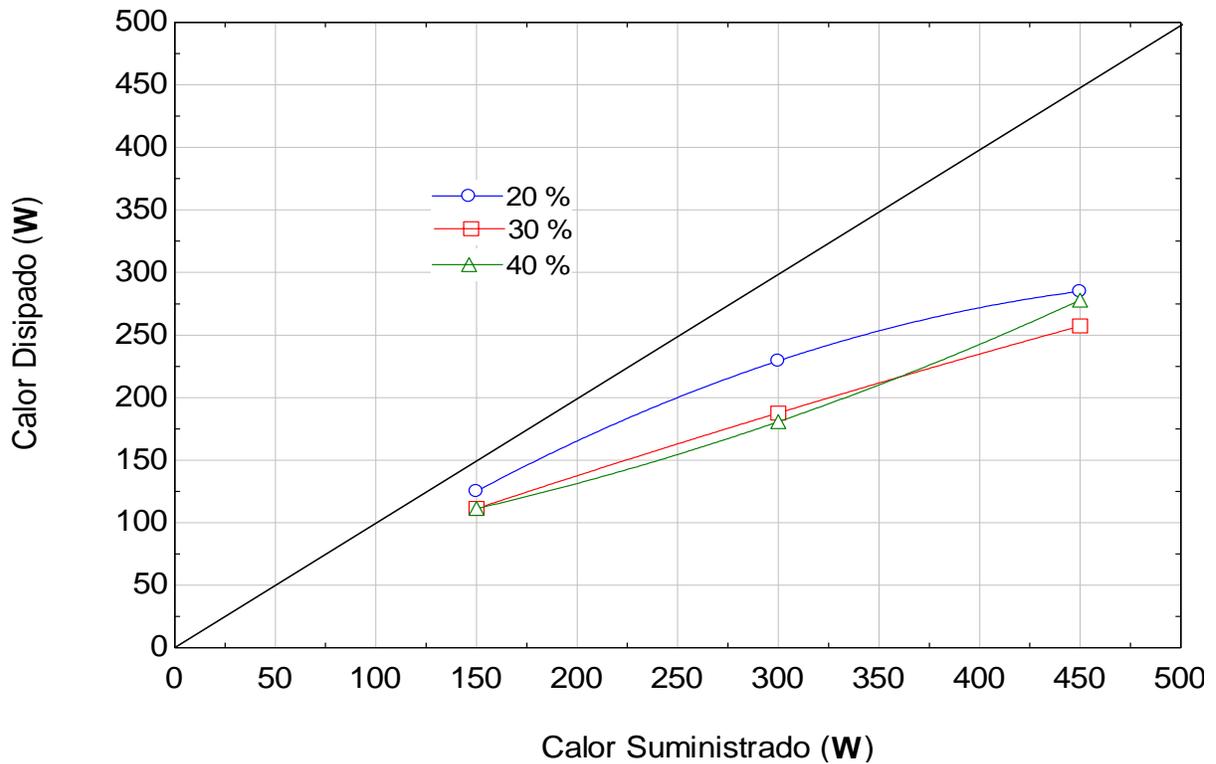


Figura 4.7 Gráfica del flujo de calor disipado en función del flujo de calor suministrado para diferentes porcentajes de llenado (Flujo de agua de enfriamiento: 1 lpm)

En la figura 4.8 vuelve a ser el porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  el que tiene la mayor capacidad de transporte de calor. El aumento del flujo de agua de enfriamiento permitió obtener un aumento en los valores de disipación, trayendo una disipación constante de  $Q_{dis}=135$  W para  $Q_{sum}=150$  W, con cualquiera de los tres porcentajes de llenado estudiados, obteniendo en promedio las más altas eficiencias térmicas del  $\eta=90.57\%$ . Así mismo con un  $\Psi=20\%$  de llenado para  $Q_{sum}=300$  W y  $Q_{sum}=450$  W fue posible disipar flujos de calor de  $Q_{dis}=271$  W y  $Q_{dis}=365$  W respectivamente, obteniendo un aumento en la capacidad del transporte calor con respecto a los valores obtenidos anteriormente con un flujo de agua de enfriamiento a 1 lpm.

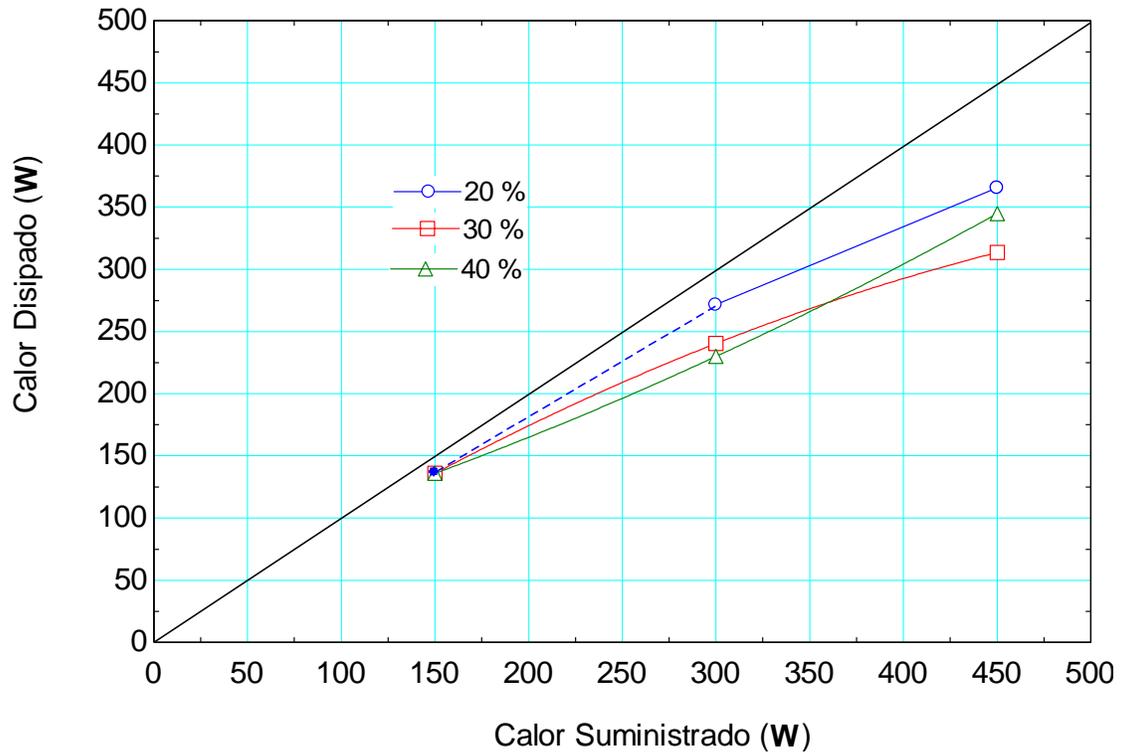


Figura 4.8 Gráfica del flujo de calor disipado en función del flujo de calor suministrado para diferentes porcentajes de llenado (Flujo de agua de enfriamiento: 1.5 lpm)

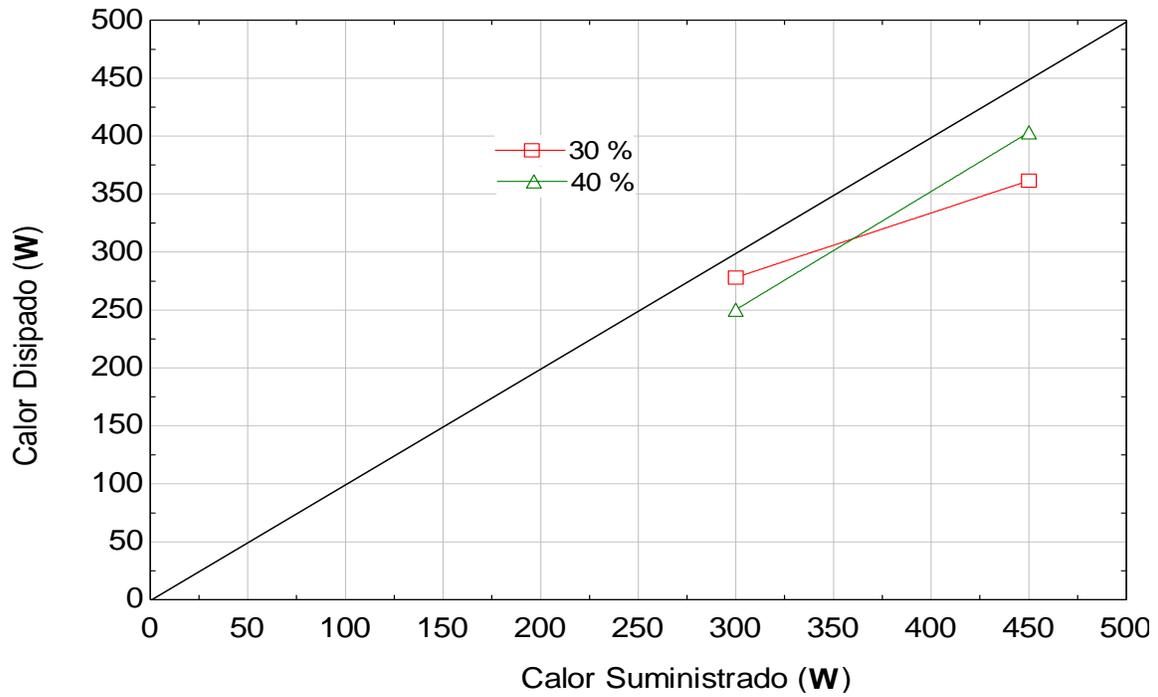


Figura 4.9 Gráfica del flujo de calor disipado en función del flujo de calor suministrado para diferentes porcentajes de llenado (Flujo de agua de enfriamiento: 2 lpm)

En la figura 4.9 se obtiene que la mayor disipación de calor para un  $Q_{\text{sum}}=300$  W es de  $Q_{\text{dis}}=278$  W con un porcentaje de llenado al  $\Psi=30\%$ , es en éste punto donde se alcanza la mayor eficiencia térmica de  $\eta = 92.68\%$ . El calor suministrado de  $Q_{\text{sum}}=450$  W obtuvo su mayor disipación de calor  $Q_{\text{dis}}= 403.14$  con un porcentaje de llenado al  $\Psi=40\%$  y una eficiencia térmica de  $\eta=89.58$  %.

#### 4.1.4 Eficiencia Térmica

La eficiencia térmica que se tiene con respecto al porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor bajo la influencia de un flujo de agua de enfriamiento de 1 lpm se muestra a continuación en la figura 4.10, en dicha gráfica es posible observar que para un porcentaje de llenado al  $\Psi=20$  %, se presentan las mayores eficiencias obtenidas, existe un 8.34 % de diferencia entre la eficiencia obtenida para un suministro de calor  $Q_{\text{sum}}=150$  W con respecto al de  $Q_{\text{sum}}=300$  W y a su vez una diferencia del 24.09 % con respecto a la obtenida para  $Q_{\text{sum}}=450$  W, bajo éstos resultados es posible concluir que con un menor suministro de calor y menor porcentaje de llenado es posible alcanzar las mayores eficiencias del dispositivo. Sin embargo, para aplicaciones de recuperación de calor o aprovechamiento de la energía solar, una mayor eficiencia térmica es irrelevante.

La tendencia que presenta la eficiencia térmica en la figura 4.10 disminuye conforme se aumenta el porcentaje de llenado del termosifón, sin embargo se puede observar que para un porcentaje de llenado al  $\Psi=40\%$  y un suministro de calor de  $Q_{\text{sum}}=450$  W la eficiencia presentó una tendencia de incremento del 2.47 % con respecto al porcentaje de llenado al  $\Psi=30\%$ . Mientras que para el suministro de  $Q_{\text{sum}}=150$  W la tendencia disminuyó en 11.10 % de igual forma para  $\Psi=30\%$  y  $\Psi=40\%$  de llenado, para el suministro de  $Q_{\text{sum}}=300$  W la tendencia fue totalmente decreciente hasta un 21.20 %.

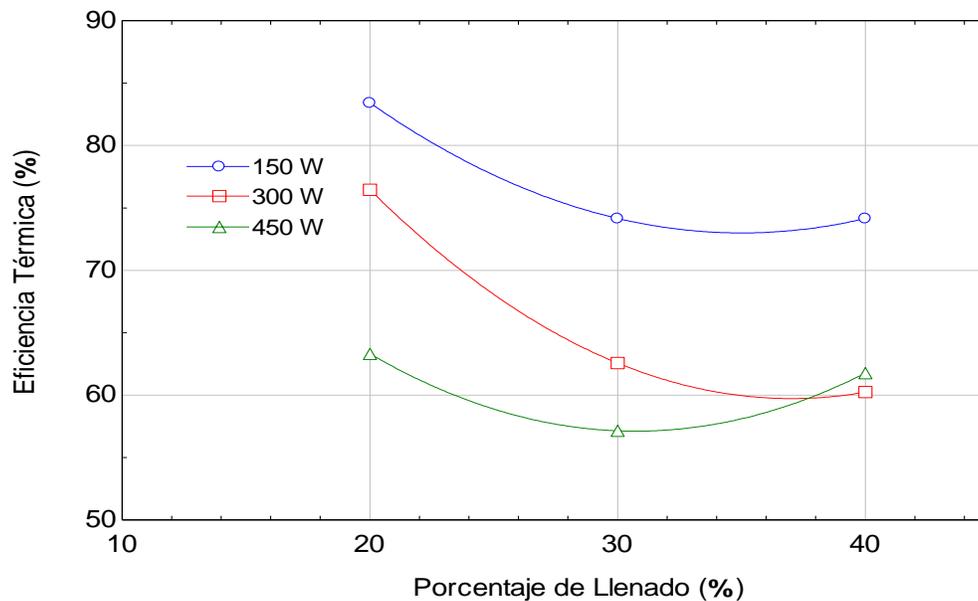


Figura 4.10 Gráfica de la eficiencia térmica en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor (Flujo de agua de enfriamiento: 1 lpm)

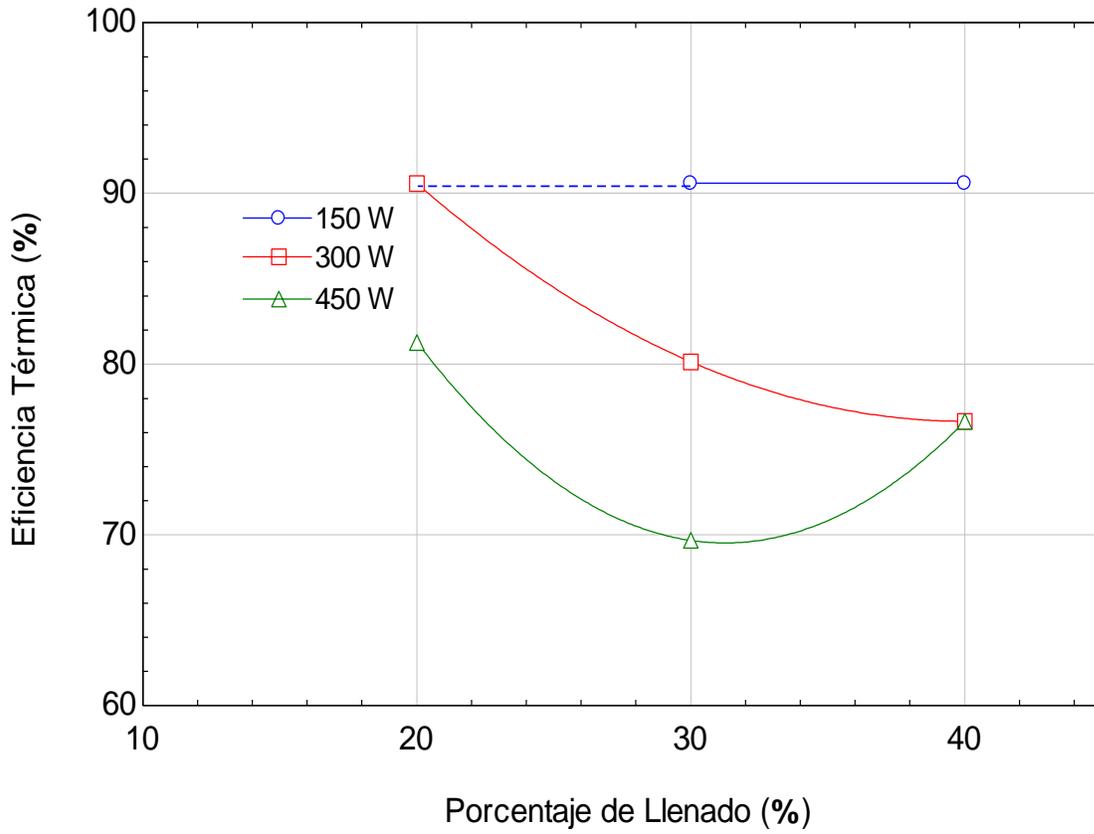


Figura 4.11 Gráfica de la eficiencia térmica en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor (Flujo de agua de enfriamiento: 1.5 lpm)

La figura 4.11 muestra que la influencia de un mayor flujo de agua de enfriamiento, será capaz de aumentar la eficiencia con respecto al porcentaje de llenado para cada uno de los suministros de calor. El porcentaje de llenado al  $\Psi=20\%$  presenta nuevamente los valores con la mayor eficiencia; siendo  $\eta=90.5\%$  el valor más alto registrado para  $Q_{\text{sum}}=150\text{ W}$  y  $Q_{\text{sum}}=300\text{ W}$ , así como la eficiencia térmica de  $\eta=81.2\%$  para un suministro de calor de  $Q_{\text{sum}}=450\text{ W}$  entre los que existe una diferencia del 10.26%. La variación de la eficiencia que existió entre los tres diferentes porcentajes de llenado para el calor suministrado de  $Q_{\text{sum}}=150\text{ W}$  se mantuvo constante para cada uno de ellos. Por otro lado el suministro de  $Q_{\text{sum}}=300\text{ W}$  presentó una disminución del 15.37% conforme se aumentaba el porcentaje de llenado hasta el  $\Psi=40\%$ .

La eficiencia obtenida en la figura 4.11 para cada uno de los porcentajes de llenado con un suministro de  $Q_{\text{sum}}=450\text{ W}$  se caracterizó por obtener mismos valores de eficiencia para  $Q_{\text{sum}}=300\text{ W}$  y  $Q_{\text{sum}}=450\text{ W}$  con un porcentaje de llenado al  $\Psi=40\%$ .

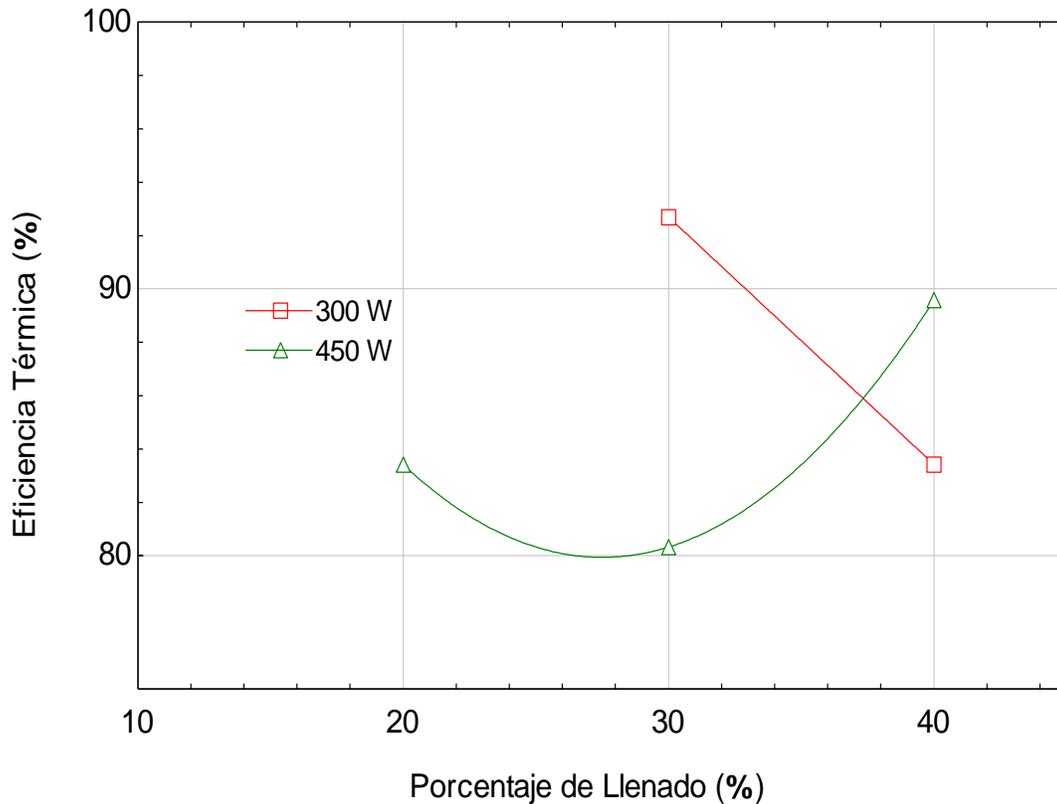


Figura 4.12 Gráfica de la eficiencia térmica en función del porcentaje de llenado para diferentes suministros de calor (Flujo de agua de enfriamiento: 2 lpm)

Se vuelve a comprobar en la figura 4.12 que con mayor flujo de agua de enfriamiento las eficiencias se incrementarán, ya que habrá un mayor transporte del calor disipado. Los suministros de  $Q_{sum}=300\text{ W}$  y  $Q_{sum}=450\text{ W}$  son los beneficiados de haber sido sometidos a un mayor flujo de enfriamiento, el  $\Psi=20\%$  de llenado no fue posible caracterizarlo para  $Q_{sum}=300\text{ W}$ , sin embargo para el  $\Psi=30\%$  y  $\Psi=40\%$  de llenado se comprobó un aumento de las eficiencias siendo éstas del  $\eta=92.68\%$  y  $\eta=89.58\%$  respectivamente, en comparación con las figuras 4.10 y 4.11.

El suministro de  $Q_{sum}=450\text{ W}$  en la figura 4.12 demostró con un porcentaje de llenado al  $\Psi=40\%$  el valor más alto de eficiencia, siendo ésta de  $\eta=89.5\%$ , un 10.33% mayor que la obtenida con el  $\Psi=30\%$  de llenado y un 6.89% mayor con respecto al  $\Psi=20\%$  de llenado, concluyendo que la menor eficiencia de  $\eta=80.32$  es alcanzada con un  $\Psi=30\%$  de llenado.

---

## CONCLUSIONES

Se diseñó y fabricó un termosifón tipo contorno con el fin de analizar y comprobar los efectos en la transferencia de calor que se presentan para diferentes porcentajes en el volumen de llenado del fluido de trabajo ( $\Psi=20\%$ ,  $\Psi=30\%$  y  $\Psi=40\%$ ), diferentes flujos de enfriamiento (1 lpm, 1.5 lpm y 2 lpm) y tres valores en el suministro de calor (150 W, 300 W y 450 W).

Posteriormente al análisis de resultados se llegó a las siguientes conclusiones:

- No fue posible obtener un funcionamiento totalmente isotérmico. Además del gradiente de temperatura entre el evaporador y condensador, la diferencia de temperaturas entre las líneas adiabáticas de vapor y líquido condensado fue de un rango promedio de 5 °C.
- El menor porcentaje de llenado ( $\Psi=20\%$ ) presentó para cada uno de los suministros de calor, los mayores valores en la disipación de calor. Sin embargo la máxima disipación de calor para cada uno de los suministros de calor dependerá de dos factores: a) el porcentaje de llenado con el que se cargue el termosifón y b) el flujo de enfriamiento que se haga pasar a través de la camisa de enfriamiento.
- El aumento en el flujo de enfriamiento generó un mayor flujo de calor disipado, esto explica que a mayores generaciones de vapor, será necesario mayor cantidad de flujo de agua de enfriamiento que pueda compensar la producción del vapor y condensado, y en caso contrario menores generaciones de vapor, menor será el flujo de enfriamiento requerido para la zona del condensador.
- El aumento en el calor transportado demuestra estar ligado con un mayor suministro de calor y un mayor flujo de enfriamiento, independientemente del porcentaje en el volumen de llenado, siendo así que el menor porcentaje de llenado ( $\Psi=20\%$ ) obtuvo los valores más altos en el transporte de calor.
- El suministro de calor de  $Q_{sum}= 150\text{ W}$  obtuvo las mayores eficiencias térmicas, independientemente del porcentaje de volumen de llenado con el que haya sido cargado el termosifón.
- La eficiencia térmica presentó una tendencia de aumentar conforme se suministraba mayor flujo de agua de enfriamiento, permitiendo así obtener eficiencias de mayor valor del orden de 92.68%. Los valores de mayor eficiencia térmica se obtuvieron con el menor porcentaje de llenado ( $\Psi=20\%$ ).
- El porcentaje de mayor llenado ( $\Psi=40\%$ ), es propenso a incrementar su eficiencia térmica, siempre y cuando exista un aumento en el suministro de calor y se haga pasar un flujo de enfriamiento de 2 lpm en la zona del condensador.

---

## REFERENCIAS

- [1] Reay, D., Kew, P., "Heat Pipes. Theory, Design and Applications", 5ta Edición.
- [2] King, C., Perkins, R., "Hermetic Tube Boilers. Engineer" Vol. 152, pp. 405-406, 1931.
- [3] Paredes. J., "Diseño y Construcción de un Termosifón con fluido de trabajo orgánico", I.P.N., ESIME CULHUACÁN. Tesis de Maestría, México, D.F.
- [4] Álvarez, A., "Investigación Experimental para determinar la cantidad de fluido interno en termosifones bifásicos", I.P.N., ESIME. Tesis de Maestría, México, D.F., Julio 2009.
- [5] M.H. M. Grooten, C.W.M. van der Geld, L.G.M. van Deurzen., "A study of flow patterns in a thermosyphon for compact heat exchanger applications", HEAT 2008, Fifth International Conference on Transport Phenomena In Multiphase Systems., June 30 – July 3, 2008, Bialystok, Poland.
- [6] Oxford University Press. "Enciclopedia del Estudiante" Volumen 1. Editorial Nauta., pp. 236-237. 1998
- [7] Enciclopedia Temática Latinoamericana. "Química" Editorial Norma. pp. 39-40. 1997
- [8] José A. Manrique, "Energía Solar: Fundamentos y Aplicaciones Fototérmicas". HARLA, 1984.
- [9] Michael F. Modest. "Radiative Heat Transfer". Second Edition. Academic Press. 2003
- [10] Secretaría de Energía "Energías Renovables 2008 – Energía Solar" desarrollado por: Coordinación de Energías Renovables. Dirección General de la Promoción, Subsecretaría de Energía Eléctrica. Edición Secretaría de Energía de Argentina.
- [11] Placo, C., Saravia, L., Cadena, C., "Colectores solares para agua caliente". INENCO, UNAS – CONICET Salta.
- [12] Dávila, C., "Eco-innovación e intermediación para la gestión de calentadores solares de agua en la vivienda de Ciudad de México". I.P.N., CIECAS. Tesis de Maestría, México, D.F., Diciembre 2010.
- [13] Cornejo, D., "Estudio térmico inestable en un calentador de placa plana de baja capacidad". I.P.N., ESIME. Tesis de Grado, México, D.F., Julio 2010.
- [14] Salgado, K., "El colector solar térmico para la obtención de agua caliente sanitaria (ACS)", I.P.N., ESIME. Tesis de Grado, México, D.F., Septiembre 2008.
- [15] Downing R.C., Waldin, V.W. "Phase change heat transfer in solar hot water heating using R-11 and R-114". ASHRAE Transactions, Vol. 86, Part I, 848-859. (1980)
- [16] Al-Tamimi, A.I., Clark, J.A. "Thermal performance of a solar collector containing a boiling fluid (R-110)". ASHRAE Transactions, Part 1B, pp. 681-696.(1984)

- [17] Spears, R.P., Waldin, V.H. ASHRAE 109-A "Test standard for two-phase solar collectors". ASHRAE Transactions, Part 1B, pp. 697-708. (1983)
- [18] Price, H.W., Klein, S.A., Bechman, W.A. "Analysis of Boiling Flat-Plate Collectors. Transactions of ASME", J. of Solar Energy Engineering, Vol. 108, pp. 150-157. (1986)
- [19] Braven, K.R.D. "Heat Transfer in a tilted two-phase closed thermosyphon with application to evacuated tube solar collectors". Solar Engineering 1988, ed. Murphy, L.M. and Mancini, T.R., ASME, New York. (1988)
- [20] Cheng, K.C., Lee, C.A." Heat transfer characteristics of a closed Loop thermosyphon system for a solar collector applications". Research and Development of Heat Pipe Technology, Japan Technology & Economic Center, Inc. Tokyo, Part I, pp. 301-309. (1984)
- [21] Dobson, R.T., "Transient response of a closed Loop thermosyphon", R&D. Journal Vol. 9 No. 1, 1993.
- [22] Induction Device /A.L. Amromin, A.A. Levin, B.A. Vyhodtsev, Yu.F. Maydanik, S.V. Rudyuk. Inventor certificate No.1690003. 1991.
- [23] M.H. Beitelmal, Chandrakant D. Patel. "Two-Phase Loop: Compact Thermosyphon". Internet Systems and Storage Laboratory. HP Laboratories Palo Alto HPL-2002-6. January 11th, 2002.
- [24] Yury F. Maydanik, Valery I. Dmitrin, Vldamir G. Pastukhov. "Two-Phase Loop Thermosyphons". VIII Minsk International Seminar. Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources, Minsk Belarus, September 12-15, 2011.
- [25] Won Tae Kim, Kyu Sub Song, Young Lee. "Design of a Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System". KSME International Journal, Vol. 12, No. 5. PP. 926-941, 1998.
- [26] Chul Ju Kim, Byoung Ok Yoo, Youg Joo Park. "An Experimental Study of a Two-Phase Loop Thermosyphon with dual Evaporator in Parallel Arrangement". Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 19. No. 1, pp. 189-198. 2005
- [27] V.A. Aliakhnovich, L.L. Vaisliev. "Cooling System for Hermetic Compressor Based on the Loop Thermosyphon". Heat Pipe Science and Technology, An International Journal. Pp. 387-397. 2010
- [28] Mantelli, M.B.H., Milanez, F.H., "A Two-Phase Loop Thermosyphon with Napthalene as Working Fluid". 16th International Heat Pipe Conference. Lyon, France. 2012
- [29] Mantelli, M.B.H., Milanez, F.H., "A Loop Thermosyphon for Asphalt Tank Heating". Heat Pipe Laboratory. Department of Mechanical Engineering. Federal University of Santa Catarina.

- [30]** Meng-Chang Tsai, Chich-Sheng Hsieh, Shung-Wen Kang., “Experimental Study of a Loop Thermosyphon Using Methanol as Working Fluid”. 14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC), Florianópolis, Brazil, April 22-27, 2007.
- [31]** R.T. Dobson, J.C. Ruppertsberg. “Flow Regime Recognition in Two-Phase Thermosyphon Loops Using Pressure Pulse Analyses”. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, 3, 023002 (2012).
- [32]** Wei Qu. “Hydrodynamics of Two-Phase Loop Thermosyphon”. Institute of Engineering of Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100190, China. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, 1, 023004. 2010
- [33]** B. Agostini., M. Habert. “Measurement of the performances of a transparent closed Loop two-phase thermosyphon”. *Advanced Computational Methods and Experiments in Heat Transfer XI 227*. WIT Transactions on Engineering Sciences, Vol. 68. (2010)
- [34]** Rossi, L., Polasek, F.: “Thermal control of electronic equipment by heat pipes and two-phase Thermosyphons”. 11th International Heat Pipe Conference. Tokyo, Japan (1999)
- [35]** Chu, R., Simons, R., Chrysler, G. “Experimental investigation of an enhanced thermosyphon heat loop for cooling of a high performance electronics module”. 15th IEEE SEMI-THERM Symposium (1999)
- [36]** Garner, S.D., Patel, C.D. “Loop Thermosyphons and their application to high density electronic cooling”. *Proceedings of the interpack 2001*, pp. 961-967. Kawai, Hawaii (USA) (2001)
- [37]** Kyung, I.S., Lee, S.Y. “Periodic flow excursion in an open two-phase natural circulation Loop”. *Nucl. Eng. Des.* 162, 233-244 (1996)
- [38]** Chu, R., Simons, R., Chrysler, G. “Experimental Investigation of an Enhanced Thermosyphon Heat Loop for Cooling of a High Performance Electronics Module”. 15th IEEE SEMI-THERM Symposium (1999)
- [39]** Na, M.K., Jeon, J.s., Kwak, H.Y., Nam, S.S.” Experimental study on closed-loop two-phase thermosyphon devices for cooling MCMS”. *Heat Transf. Eng.* 22, 29-39 (2001)
- [40]** Pal, A., Joshi, Y.K., Beitelmal, M.H., Patel, C.D., Wenger, T.M. “Design and performance evaluation of a compact thermosyphon”. *IEEE Trans. Compon. Packag. Technol.* 25, 601-607 (2002)
- [41]** Mukherjee, S., Mudawar, I. “Pumpless Loop for narrow channel and micro-channel boiling”. *ASME J. Electron. Packag.* 125, 431-441 (2003)
- [42]** Honda, H., Zhang, Z.G., Takata, N. “Flow and heat transfer characteristics of a natural circulation evaporative cooling system for electronic components”. *ASME J. Electron.* 26. Pags. 317-324 (2004)

- [43] Khodabandeh, R. "Thermal performance of a closed advanced two-phase thermosyphon loop for cooling of radio base stations at different operating conditions". *Appl. Therm. Eng.* 24, 2643-2655 (2004)
- [44] Khodabandeh, R. "Heat transfer in the evaporator of an advanced two-phase thermosyphon Loop". *Int. J. Refrig.* 28, 190-202 (2005)
- [45] Huo, X.L., Chen, L., Tian, Y.S., Karayiannis, T.G. "Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes". *Appl. Therm. Eng.* 24, 1225-1239 (2004)
- [46] Chen, L., Tian, Y.S., Karayiannis, T.G. "The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes". *Int. J. Heat Mass Transfer* 49, 4220-4230 (2006)
- [47] Kim, C.J., Yoo, B.O., Park, Y.J. "An experimental study of a two-phase closed Loop thermosyphon with dual evaporator in parallel arrangement". *J. Mech. Sci. Technol.* 19, 189-198 (2005)
- [48] Tsai, M.C., hsieh, C.S., Kang, S.W. "Experimental study of a Loop thermosyphon using methanol as working fluid". 14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC), pp. 1-5. Florianópolis, Brasil, Abril 22-27 (2007)
- [49] Garrity, P., Klausner, G., Mei, R. "A flow boiling microchannel evaporator plate for fuel cell thermal management". *Heat Transf. Eng.* 28, 877-884 (2007)
- [50] Garrity, P. T., Klausner, J.F., Mei, R. "Instability phenomena in a two-phase microchannel thermosyphon". *Int. J. Heat Mass Transfer* 52, 1701-1708 (2009)
- [51] Franco, A. "Heat transfer and flow pattern in two-phase loops: an experimental investigation". 5th European Thermal Sciences Conference. Eurotherm, Eindhoven (2008)
- [52] Filippeschi, S. "Experimental analysis of boiling in saturated FC72 confined pools: preliminary results". 7th Experimental and Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics Conference, Krakow (2009)
- [53] Khodabandeh, R., Furber, R. "Instability, heat transfer and flow regime in a two-phase flow thermosyphon loop at different diameter evaporator channel". *Appl. Therm. Eng.* 30, 1107-1114 (2010)
- [54] Hartenstine, J. R., Bonner, R.W., Montgomery, J.R., Semenic, T. Loop Thermosyphon "Design for Cooling of Large Area, High Heat Flux Sources", IPACK 2007-33993. IPACK 2007 ASME Inter PACK 07 July 8-12, 2007, Vancouver (2007)
- [55] Ong, C.L., Thome, J.R. "Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements". *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35, 37-47 (2011)

- [56] Pastukhov, G., Maydanik, F., Dmitrin, Valery. "Development and investigation of a cooler for electronics on the basis of two-phase loop Thermosyphons". Heat Pipe Science and Technology, An International Journal 1 (1) 47-57 (2010)
- [57] Khodabandeh, R. "Heat transfer in the evaporator of and advanced two-phase thermosyphon loop". International Journal of Refrigeration 28 (2005) 190 - 202
- [58] Ashiqur, R., Ashraful, I., Mohammad A. "Performance study of thermoloop: Effect of evaporator fill ratio and condenser condition". International Conference on Mechanical Engineering 2007 (ICME2007) 29-31 Diciembre 2007, Dhaka, Bangladesh.
- [59] Franco, A., Filippeschi, S. "Closed loop two-phase thermosyphon of small dimensions: a review of the experimental results". Microgravity Sci. Technol. (2012) 24: 165-179.
- [60] Milanez F.H., Mantelli M.B.H. "Heat transfer limit due to pressure drop of a Loop thermosyphon". 15th International Heat Pipe Conference. Clemson, USA, April 25-30, 2010.
- [61] Oreste, R., "Determinación experimental de la cantidad de aditivo en el fluido de trabajo de un tubo termosifón bifásico para inhibir su corrosión interna", I.P.N., ESIME. Tesis de Maestría, México, D.F., Octubre 2009.
- [62] Anon. Heat pipes "Performance of capillary-driven designs". Data Item No.70012, Engineering Sciences Data Unit, London, September 1979.
- [63] Ong, K. & Haider-E-Alahi, M., "Performance of a R-134-a-filled thermosyphon". Applied Thermal Engineering, 23, pp. 2373-2381, 2003.
- [64] Abou-ziyan, H., Helali, A., Fatouh, M. & El-Nasr, M.A., "Performance of stationary and vibrated thermosyphon working with water and R134a". Applied Thermal Engineering, 21, pp. 813-830, 2001.

## APÉNDICE A

## \*Antecedentes en los Termosifones Bifásicos Tipo Contorno

Tabla A1. Investigaciones (1993 – 2012)

Autor	d (mm)	L (mm)	Q (W)	Condensador	Medición del Flujo Másico	Fluido de Trabajo
Dobson (1993)	15 mm vidrio 19 mm cobre	600	10,40, 100	Vertical	Si	Agua
Kyung y Lee (1996)	16.6	2460	0-750	Vertical (enfriado por líquido)	Si	R113
Won Tae (1998)	5.6 -7.1	973	20-60-100	Vertical (enfriado por aire)	Si	Acetona, FC-87, R-11, R-113, etanol, agua, FC-72
Chu et al. (1999)	15.9 – 25.4	762	500-1000	Horizontal (enfriado por aire)	No	Agua
Na et al. (2001)	8	ND	ND	Vertical (enfriado por agua)	Si	R11
Pal et al. (2002)	ND	ND	20-90	Horizontal (enfriado por aire)	No	Agua, PF5060
Beitelmal et al. (2002)	26 mm condensador y 29 mm evaporador	ND	60-150	Horizontal (enfriado por aire)	No	Agua, FC72, PF5060
Rhi (2002)	5.5 – 6	1315	0-300	Vertical (enfriado por aire)	No	Agua, FC87, acetona
Khodabadeh and Palm (2002)	6.1	1170	0-100	Enfriamiento Mixto	No	Isobutano
Mukherjee and Mudawar (2003)	6.35	450	0-280	Horizontal (enfriado por aire)	No	FC-72, agua
Honda et al. (2004)	5-7	250-450	50-250	Horizontal (enfriado por agua)	Si	FC-72
Huo et al. (2004); Chen et al. (2006)	2.88 – 4.26	ND	ND	Vertical (enfriado por líquido)	Si	R134a
Kim et al. (2005)	10.8	ND	0-1200	Horizontal (enfriado por aire)	No	FC-72
Chul Hu et al. (2005)	Ev. 10.9 Cond. 7.7 Línea Vapor. 190 Línea Líquido. 172	ND	100-1300	Horizontal (enfriado por aire)	No	FC-72
Meng-Chang et al. (2007)	ND	ND	20-150	Vertical (enfriado por agua)	No	Metanol

Hartenstine et al. (2007)	19.05	1000	0-10000	Vertical (enfriado por aire)	No	Agua
Tasai et al. (2007)	4-6	80	0-160	Enfriado por agua	No	Metanol
Tuma (2007)	3-20	75	0-250	Vertical (enfriado por aire)	No	HFE-7100
Franco (2008)	5-10	1000	0-500	Vertical (enfriado por aire)	Si	Agua, R141b, FC72, R11, R113
Filippeschi (2009)	4	500	0-120	Enfriado por aire	No	FC-72
Garrity et al. (2007,2009)	9.5	790-1330	0-390	Horizontal (Enfriado por agua)	Si	HFE-7100
Khodabandeh y Furberg (2010)	7.7	930	0-70	Horizontal (enfriado por agua)	No	R134a
Ong y Thome (2011 <sup>a</sup> )	2.20-3.04	713.4-931.1	ND	Vertical	Si	R134a,R236fa,R245fa
Milanez y Mantelli (2012)	ND	300	800 – 1000	Horizontal	No	Naftalina

**\*Hidrodinámica de un Termosifón Bifásico Tipo Contorno**

**(Modelo Matemático desarrollado por Wei Qu)**

Para un termosifón de contorno bifásico, la ecuación de momento es la misma para la zona del evaporador, zona del condensador y las líneas adiabáticas (vapor y líquido)

Para el cálculo a través de un termosifón de contorno, las ecuaciones principales son las siguientes:

$$\Delta P_t = (\rho_l - \rho_v)gh \quad (1)$$

$$\dot{m} = \rho vA \quad (2)$$

$$\frac{dp}{ds} = - \frac{\tau_w \mathcal{W}}{A} - \frac{\dot{m} dv}{A ds} - \rho g \sin \theta \quad (3)$$

$$\dot{q} = \dot{m} h_{fg} \quad (4)$$

$$\oint dp = - \oint \frac{\tau_w \mathcal{W}}{A} ds - \oint \frac{\dot{m} dv}{A ds} ds - \oint \rho g \sin \theta ds = 0 \quad (5)$$

La ecuación (4) solo aplica para la zona evaporador y condensador, debido a que en las líneas de vapor y líquido no existe cambio de fase.

**Zona del Evaporador**

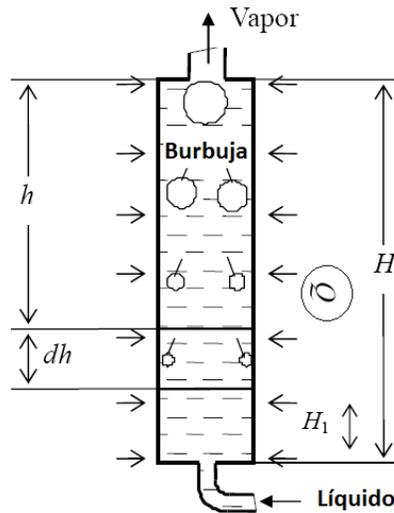


Figura A1. Zona del Evaporador

La transferencia de calor en el evaporador (ver figura A1) pertenece al límite existente en la ebullición. Considerando las burbujas en el evaporador, la altura H contiene la mezcla vapor-líquido, las burbujas que se encuentran en el volumen de control dh toman un tiempo t para llegar a la superficie. Durante el tiempo t, el volumen total de vapor se produce la sección dh, como:

$$dv = t \frac{q \pi d_{te}}{h_{fg} \rho_v} dh \quad (6)$$

Donde (t) está en función de (h). El orden para encontrar la relación de la función t=t(h), la burbuja se asume con una geometría de un globo, el radio R, como se ilustró en la figura anterior.

Para la dirección vertical, las burbujas son controladas por la fuerza de flotación y la resistencia del líquido. La velocidad de la burbuja en el plano vertical es denominada (u). Por lo tanto el momento de la burbuja se escribe de la siguiente forma:

$$\frac{dt}{dv} \left( \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_v u \right) = \frac{4}{3} \pi R^3 g (\rho_l - \rho_v) - \frac{1}{2} \frac{d}{dt} \left( \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_l u \right) \quad (7)$$

La ecuación (7) se simplifica,

$$\frac{d}{dt}(R^3u) = \frac{2(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l + 2\rho_v} R^3g \quad (8)$$

Se asume que el radio de las burbujas que existen en la zona dh no variará con el tiempo hasta entrar en la zona (h),

$$\frac{du}{dt} = \frac{2(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l + 2\rho_v} g \quad (9)$$

Integrando la ecuación (9), la velocidad de la burbuja en (h) se obtiene,

$$u = \frac{2(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l + 2\rho_v} gt + C_1 \quad (10)$$

En tiempo (t)=0, la velocidad del vapor será (u)=0, por lo tanto (C1)=0.

$$u = \frac{2(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l + 2\rho_v} gt \quad (11)$$

Integrando la ecuación (11) una vez más, la relación de (h) a (t) se obtiene,

$$h = \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l + 2\rho_v} gt^2 + C_2 \quad (12)$$

Cuando (t)=0, (u)=0, (h)=0,  $C_2 = 0$

$$h = \frac{1}{2} W t^2, W = \frac{2(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l + 2\rho_v} g \quad (13)$$

Por lo tanto, la relación del tiempo (t) con la altura (h) es,

$$t = \sqrt{\frac{2h}{W}} \quad (14)$$

Sustituyendo la ecuación (14) en la ecuación (6), e integrando,

$$V_V = \frac{\pi d_m q}{h_{fg} \rho_v} \sqrt{\frac{2}{W}} \int_0^H \sqrt{hd}h = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{2}{W}} \frac{\pi d_m q}{h_{fg} \rho_v} H^{\frac{3}{2}} \quad (15)$$

Las relaciones geométricas en la zona de evaporador son,

$$V_l = \pi d_{fe}^2 H_2 / 4 \quad (16)$$

$$V_l = \pi d_{fe}^2 H / 4 \quad (17)$$

$$V_l = V_V + V_l \quad (18)$$

Sustituyendo ecuaciones (16) a (18) en la ecuación (15),

$$\frac{8}{3} \sqrt{\frac{2}{W} \frac{q}{h_{fg} \rho_v d_{le}}} H_2^3 + H_1 - H = 0 \quad (19)$$

La ecuación (19) expresa el equivalente en la posición  $H_1$  para la mezcla vapor-líquido en el evaporador. La principal velocidad de la burbuja en la posición (h) se obtiene de,

$$\bar{u} = \frac{l}{H-h} \int_0^{H-h} \sqrt{2Wh}dh = \frac{2}{3} \sqrt{2W(H-h)} \quad (20)$$

La sección transversal por la que fluye el vapor en el evaporador,

$$A_{fracción\ de\ vapor} = \frac{q\pi D(H-h)}{h_{fg}\rho_v \bar{u}} = \frac{3}{2} \frac{\pi d_{fe} q}{2 h_{fe} \rho_v} \sqrt{\frac{H-h}{2W}} \quad (21)$$

La velocidad principal del líquido,

$$\bar{u}_l = \frac{\pi d_{in} l_e q / h_{fg} - \bar{u} A_{void} \rho_v}{\rho_l (\pi d_{in}^2 / 4 - A_{void})} \quad (22)$$

Entonces, en la position (h), la densidad de la mezcla vapor-líquido en el evaporador es,

$$\rho_k = \frac{(A - A_{void})\rho_l + A_{void}\rho_v}{A} = \rho_l - (\rho_l - \rho_v) \frac{3q}{d_m h_{fg} \rho_v} \sqrt{\frac{2(H-h)}{W}} \quad (23)$$

La viscosidad dinámica de la mezcla vapor-líquido se calcula por la ecuación de Cicchitti,

$$\mu_m = X\mu_v + (1 - X)\mu_l \quad (24)$$

### Zona del Condensador

Para un termosifón bifásico de contorno, la transferencia de calor existente en dicha zona se puede comparar con la teoría clásica de Nusselt. El esfuerzo cortante de la interface en la mezcla vapor-líquido no deberá ser despreciado.

En base a la teoría de Nusselt, se realizará el análisis de la condensación.

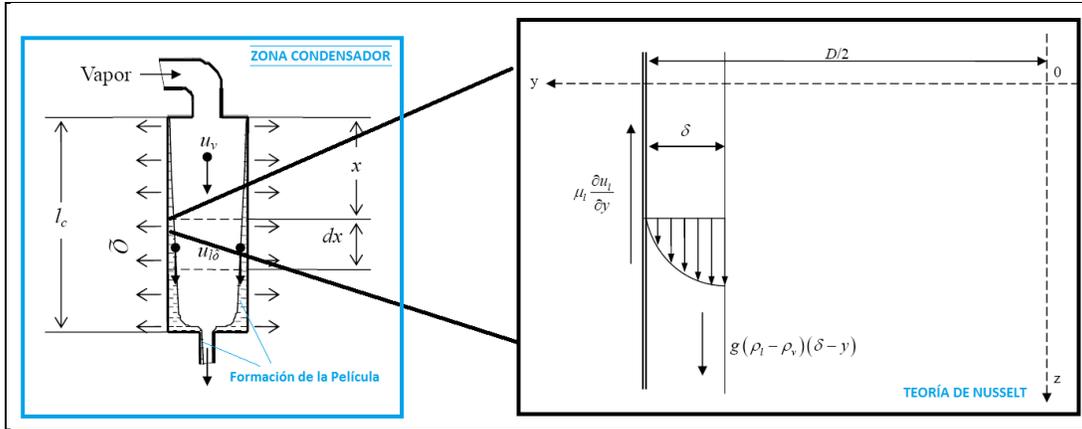


Figura A2. Zona del Condensador

La ecuación del espesor de la película se muestra a continuación,

$$-\frac{dp}{dx} + (\rho_l - \rho_v)g + \mu_l \left( \frac{\partial^2 u_l}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (25)$$

La ecuación de la energía,

$$\frac{\partial^2 T_l}{\partial y^2} = 0 \quad (26)$$

Las condiciones de frontera son las siguientes:

$$\text{At } y = 0, u_l = 0; T_l = T_w \quad (27)$$

$$\text{At } y = \delta, \frac{\partial u_l}{\partial y} \Big|_{y=\delta} = -\frac{\tau_l}{\mu_l}; T_l = T_v \quad (28)$$

Ignorando el gradiente de presión a través de la dirección  $y$ , e integrando la ecuación (25), junto con las condiciones de la ecuación (28),

$$\left[ \frac{dp}{dx} - (\rho_l - \rho_v)g \right] (y - \delta) + \tau_v - \mu_2 \left( \frac{du_l}{dy} \right) = 0 \quad (29)$$

Integrando la ecuación (29), junto con las condiciones de la ecuación (27)

$$\left[ \frac{dp}{dx} - (\rho_1 - \rho_v)g \right] \left( \frac{y^2}{2} - \delta y \right) + \tau_v y - \mu_l U_l = 0 \quad (30)$$

Por lo tanto la velocidad de la película se puede obtener mediante la siguiente expresión,

$$U_l = \frac{1}{\mu_l} \left[ \frac{dp}{dx} - (\rho_1 - \rho_v)g \right] \left( \frac{y^2}{2} - \delta y \right) + \frac{\tau_v}{\mu_l} \quad (31)$$

Sustituyendo  $Y = \delta$  en la ecuación anterior,

$$u_{l\tau} = \frac{1}{2\mu_l} \left[ \frac{dp}{dx} - (\rho_1 - \rho_v)g \right] \delta^2 + \frac{\tau_v \delta}{\mu_l} \quad (32)$$

Donde  $\tau_v$ , es el esfuerzo entre el vapor fluyendo y el líquido, en función de la fricción  $\tau_f$  y en la transferencia de momento  $\tau_m$ .

$$\tau_v = \tau_f + \tau_m \quad (33)$$

$$\tau_f = \frac{1}{2} C_f (\bar{u}_v - \bar{u}_{l\delta})^2, \bar{u}_v > \bar{u}_{l\delta} \quad (34)$$

$$\tau_f = -\frac{1}{2} C_f (\bar{u}_v - \bar{u}_{l\delta})^2, \bar{u}_v < \bar{u}_{l\delta} \quad (35)$$

Donde, el coeficiente  $C_f$  depende del número de Reynolds (vapor).

$$Re_v = \frac{\rho_v |\bar{u}_v - \bar{u}_{l\delta}| d_v}{\mu_v} \quad (36)$$

$$C_f = 16/Re_v \quad ' Re_v < 2000 \quad (37)$$

$$C_f = Re_v^{0.22} / 1525 \quad ' 2000 < Re_v < 4000 \quad (38)$$

$$C_f = 0.079 Re_v^{-0.025} \quad ' 4000 < Re_v < 30000 \quad (39)$$

$$C_f = 0.046 Re_v^{-2.2} \quad ' 30000 < Re_v < 10^6 \quad (40)$$

$$\tau_m = \frac{q_c}{h_{fg}} (\bar{u}_v - \bar{u}_{l\delta}), \bar{u}_v > \bar{u}_{l\delta} \quad (41)$$

$$\tau_m = -\frac{q_c}{h_{fg}}(\bar{u}_v - \bar{u}_{l\delta}), \bar{u}_v < \bar{u}_{l\delta} \quad (42)$$

A la entrada del condensador, la velocidad máxima del vapor será,

$$\bar{U}_{max} = \frac{4l_c q_c}{h_{fg} d_v \rho_v} \quad (43)$$

La tasa de flujo másico en la película se obtiene,

$$m_l = \int_0^\delta \rho_l 2\pi \left(\frac{d_m}{2} - y\right) u_l dy \quad (44)$$

$$\dot{m}_l = \frac{\pi d_m x q_c}{h_{fg}} \quad (45)$$

Considerando las ecuaciones (30), (44) y (45):

$$\frac{4}{25} \left[ \frac{dp}{dx} - (p_l - p_v)g \right] \delta^4 - \left\{ \frac{d}{6} \left[ \frac{dp}{dx} - (p_l - p_v)g \right] + \frac{\tau_v}{3} \right\} \delta^3 + \frac{d\tau_v}{4} \delta^2 = \frac{v_l dx q_c}{2h_{fg}} \quad (46)$$

Basado en la ecuación (45),

$$\bar{U}_v = \frac{\dot{m} - \dot{m}_l}{\frac{\pi}{4} d_m^2 \rho_v} = \frac{4\dot{m}}{\pi d_m^2 \rho_v} - \frac{4x q_c}{d \rho_v h_{fg}} \quad (47)$$

El diámetro que ocupa el flujo de vapor será,

$$d_v = d_m - 2\delta \quad (48)$$

## Zonas Adiabáticas

### Línea de Vapor

Para la línea de vapor, el flujo ascendente es una sola fase, siendo su velocidad principal constante a lo largo de toda la sección transversal, por lo que la ecuación (3) se convierte en:

$$\frac{dp}{ds} = -\frac{4\tau_w}{D} \pm \rho, g \sin \theta \quad (49)$$

En la ecuación (49),  $\tau_w$  es la fuerza viscosa entre el vapor y la pared del tubo.

$$\tau_w = \frac{C_f}{2} \rho_v \overline{u_v^2} \quad (50)$$

Donde  $C_f$  se obtiene de las ecuaciones (36) y (40). La pérdida de presión incluye el factor (efecto local) que se calcula mediante la siguiente ecuación,

$$\Delta\rho_{local} = \frac{1}{2} \xi \rho_l \overline{u_v^2} \quad (51)$$

Donde,  $\xi$  es el coeficiente de la resistencia del fluido local.

### Línea del Líquido Condensado

Esta pertenece a la línea donde se encuentra el líquido y para la zona donde se encuentre la película. Para la el flujo en la película donde no existe flujo de vapor, la ecuación de momento es,

$$\frac{dp}{ds} = \rho_v g \quad (52)$$

Para la fase monofásica (líquido)

$$\frac{dp}{ds} = -\frac{\tau_w P}{A} - \rho_l g \sin \theta \quad (53)$$

## APÉNDICE B

### Datos Experimentales

En las tablas B1 y B2 se muestran los resultados obtenidos para los porcentajes de llenado al  $\Psi = 30\%$  y  $\Psi = 40\%$ .

Tabla B1. Volumen de Llenado ( $\Psi = 30\%$ )

<b>Volumen de Llenado (30%)</b>							
$Q_{\text{sumistrado}}$ (W)	Caudal L/min	Camisa Condensador		$C_p @ T_s$ J/kg °C	$\Delta T$ °C	$Q_{\text{disipado}}$ (W)	$\eta$ (%)
		$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)				
150	1	21	22.6	4180.96	1.6	111.23	74.15
	1.5	21	22.3	4181.08	1.3	135.88	90.59
300	1	21.4	24.1	4180.36	2.7	187.68	62.56
	1.5	21.4	23.7	4180.52	2.3	240.37	80.12
	2	21.4	23.4	4180.64	2	278.06	92.68
450	1	22	25.7	4179.72	3.7	257.15	57.14
	1.5	22	25	4180	3	313.5	69.66
	2	22	24.6	4180.16	2.6	361.44	80.32

Tabla B2. Volumen de Llenado ( $\Psi = 40\%$ )

<b>Volumen de Llenado (40%)</b>							
$Q_{\text{sumistrado}}$ (W)	Caudal L/min	Camisa Condensador		$C_p @ T_s$ J/kg °C	$\Delta T$ °C	$Q_{\text{disipado}}$ (W)	$\eta$ (%)
		$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)				
150	1	21.6	23.2	4180.72	1.6	111.22	74.15
	1.5	21.6	22.9	4180.84	1.3	135.87	90.58
300	1	21.8	24.4	4180.24	2.6	180.72	60.24
	1.5	21.8	24	4180.4	2.2	229.92	76.64
	2	21.8	23.6	4180.56	1.8	250.25	83.41
450	1	21.8	25.8	4179.68	4	278	61.77
	1.5	21.8	25.1	4179.96	3.3	344.84	76.63
	2	21.8	24.7	4180.12	2.9	403.14	89.58

A continuación en las siguientes tablas (ver tabla B3, B4, B5 y B6) se muestran la distribución de temperaturas obtenidas con respecto a los diferentes porcentajes de llenado propuestos en esta investigación.

Tabla B3. Datos Iniciales ( $\Psi = 30\%$ )

Termopar No.	Temperatura (°C)
1	22.8
2	21.4
3	21.4
4	21.1
5	22.1
<b>Presión</b>	
4.8 kPa	

Tabla B4. Distribución de Temperaturas

<b><math>\Psi = 30\%</math></b>									
Termopar	150 W			300 W			450 W		
	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2
	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min
	Temperatura (°C)			Temperatura (°C)			Temperatura (°C)		
1. Salida Evaporador	46.7	46.7	48.7	63.7	62.3	59.2	72.3	70.2	69.7
2. Entrada Condensador	35.4	33.5	32.9	39.3	36.5	35.3	43.4	40.3	38.6
3. Salida Condensador	23.8	23	22.9	28.6	25.9	25.3	34.5	30.8	29
4. Salida Camisa	22.6	22.3	22.2	24.1	23.7	23.4	25.7	25	24.6
5. Línea Líquido	<b>31.2</b>	<b>30.2</b>	<b>29.7</b>	<b>34.8</b>	<b>32.6</b>	<b>31.8</b>	<b>38.8</b>	<b>37.3</b>	<b>35.5</b>
<b>Presión (kPa)</b>	6.1	6.1	6.1	7.5	7.5	7.5	8.8	8.8	8.8

Tabla B5. Datos Iniciales ( $\Psi = 40\%$ )

Termopar No.	Temperatura (°C)
1	21.3
2	21.6
3	21.6
4	21.5
5	21
<b>Presión</b>	
4.8 kPa	

Tabla B6. Distribución de Temperaturas

<b>Ψ = 40%</b>									
	150 W			300 W			450 W		
	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min
Termopar	Temperatura (°C)			Temperatura (°C)			Temperatura (°C)		
1. Salida Evaporador	51.2	50.2	50.8	61.5	59.4	59.4	73.9	73.3	75.4
2. Entrada Condensador	39.4	37.2	36.7	45.6	43.1	41.3	51.5	47	45.1
3. Salida Condensador	31.1	29.3	28.9	37.7	34.4	32.9	44.3	39.6	38
4. Salida Camisa	23.2	22.9	22.7	24.4	24	23.6	25.8	25.1	24.7
5. Línea Líquido	<b>35.3</b>	<b>33.3</b>	<b>32.8</b>	<b>43.7</b>	<b>39.6</b>	<b>37.7</b>	<b>50.8</b>	<b>45.1</b>	<b>43.3</b>
<b>Presión (kPa)</b>	8.8	8.8	8.8	15.5	12.8	11.5	20.8	18.1	14.1

### Cálculo de las Pérdidas de Calor

Por medio de la teoría en transferencia de calor para sistemas radiales-cilindros, se realizó el cálculo para la obtención de las pérdidas de calor del dispositivo en funcionamiento.

Cilindro de Capas Múltiple/Ecuaciones Principales:

- Transferencia de Calor a través de la capa cilíndrica

$$Q = \frac{(T_1 - T_2)}{R_t} \quad (1)$$

- Resistencia a la conducción

$$R_{conduccion} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi l k_1} \quad (2)$$

- Resistencia a la convección

$$R_{conveccion} = \frac{1}{h_1 A_1} \quad (3)$$

Los datos iniciales se muestran en la tabla B7.

Tabla B7. Datos

Líneas Adiabáticas	Diámetro Interno (m)	Diámetro Externo (m)	Longitud (m)	K (W/m K)
*Vapor	0.0206	0.02222	0.45	401
*Líquido	0.01445	0.01587	0.595	401
Aislante	Espesor (m)	K (W/m K)	Área	
*Poliuretano en la línea de vapor	0.009	0.023	*Vapor	0.056 m <sup>2</sup>
*Poliuretano en la línea de líquido	0.013	0.023	*Líquido	0.078 m <sup>2</sup>
Coeficiente de Convección para el aire	h= 18 (W / m <sup>2</sup> K)			

Las temperaturas promedio obtenidas durante la operación del termosifón se describen en la tabla B8.

Tabla B8. Temperaturas promedio

Vapor	373 K
Líquido Condensado	310.5 K
Aire (T <sub>ambiente</sub> )	294 K

Los Cálculos obtenidos para la línea de vapor y línea de líquido condensado se enuncian en las tablas B9 y B10 respectivamente.

Tabla B9. Cálculos (Línea de Vapor)

	$Ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)$	$2 \pi l k_1$	Resistencia (K/W)
$R_{conductiva}$ (cobre)	$Ln\left(\frac{0.01111}{0.0103}\right) = 0.075$	$2 \pi (0.45)(401) = 1113.80$	$\frac{0.075}{1113.80} = 6.67 \times 10^{-5}$
$R_{conductiva}$ (aislante)	$Ln\left(\frac{0.02011}{0.01111}\right) = 0.59$	$2 \pi (0.45)(0.023) = 0.065$	$\frac{0.59}{0.065} = 9.1244$
$R_{convectiva}$	$\frac{1}{h_1 A_1}$		$\frac{1}{(18)(0.056)} = 0.977$
			<b>Resistencia Total</b>
			10.10 K/W

<b>Calor perdido</b>	$\frac{(T_1 - T_2)}{R_t} = \frac{(373 - 294)}{10.10}$	<b>7.8205 W</b>	
----------------------	---	-----------------	--

Tabla B10. Cálculos (Línea de Líquido)

	$Ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)$	$2 \pi l k_1$	<b>Resistencia (K/W)</b>
<b>R<sub>conductiva</sub></b> (cobre)	$Ln\left(\frac{0.007935}{0.007225}\right) = 0.093$	$2 \pi (0.595)(401) = 1499.13$	$\frac{0.075}{1113.80} = 6.25 \times 10^{-5}$
<b>R<sub>conductiva</sub></b> (aislante)	$Ln\left(\frac{0.020935}{0.007935}\right) = 0.97$	$2 \pi (0.595)(0.023) = 0.085$	$\frac{0.59}{0.065} = 11.28$
<b>R<sub>convectiva</sub></b>	$\frac{1}{h_1 A_1}$		$\frac{1}{(18)(0.078)} = 0.709$
			<b>Resistencia Total</b>
			11.99 K/W
<b>Calor perdido</b>	$\frac{(T_1 - T_2)}{R_t} = \frac{(373 - 310.53)}{11.99}$	<b>1.3783 W</b>	

Las pérdidas de calor promedio (ver tabla B11) que se obtuvieron durante el funcionamiento del termosifón fueron de:

Tabla B11. Pérdidas Generales

Pérdidas promedio en la línea de vapor (W)	Pérdidas promedio en la línea de líquido (W)	Pérdidas Totales del Dispositivo (W)
7.8205	1.3737	<b>9.1942</b>

Los porcentajes promedio en pérdidas de calor obtenido (ver tabla B12) para cada uno de los suministros de calor a los que se expuso el termosifón son los siguientes:

Tabla B12. Porcentajes

<b>Suministro de Calor</b>	<b>Pérdidas</b>
150	6 %
300	3 %
450	2 %

## Análisis de Incertidumbre

Kline Y McClintock (“Descripción de las incertidumbres en experimentos de una sola muestra”) presentaron un método más preciso de estimar la incertidumbre en los resultados experimentales: El método se basa en una cuidadosa especificación de las incertidumbres en diversas mediciones experimentales primarias: por ejemplo, una lectura de presión puede expresarse como

$$p = 100 \frac{kN}{m^2} \quad \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 1 \frac{kN}{m^2}$$

Cuando la notación “más o menos” se usa para designar la incertidumbre, la persona que la emplea declara el grado de exactitud con que cree que hizo la medición. Puede notarse que esta especificación es incierta en sí misma, en virtud de que el investigador está inseguro de la exactitud de estas mediciones.

Si recientemente se ha realizado una calibración muy cuidadosa de un instrumento, con patrones o estándares de muy alta precisión, entonces el investigador tiene justificantes para asignar una incertidumbre más baja a las mediciones que sí se hubieran realizado con un manómetro o instrumento de historia de calibración desconocida. Con objeto de agregar una especificación posterior a la incertidumbre de una medición particular, Kline y McClintock proponen que el investigador especifique ciertas probabilidades para la incertidumbre. La ecuación anterior de presión puede escribirse entonces

$$p = 100 \frac{kN}{m^2} \quad \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 1 \frac{kN}{m^2} \quad (20 \text{ a } 1)$$

En otras palabras, el técnico apuesta 20 a 1 que la medición de presión está dentro de +/- 1 kN/m<sup>2</sup>. Es importante observar que la especificación de tal apuesta puede efectuarla sólo el investigador basándose en la experiencia total del laboratorio. Supóngase que se realiza un conjunto de mediciones y que la incertidumbre en cada medición se expresa con las mismas probabilidades; entonces, estas mediciones se usan a fin de calcular el resultado deseado de los experimentos. Se desea estimar la incertidumbre en el resultado calculado con base en las incertidumbres de las mediciones primarias. El resultado R es una función dada de las variables independientes  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ; por lo tanto,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

Sea  $w_R$  la incertidumbre en el resultado y  $w_1, w_2, \dots, w_n$  las incertidumbres en las variables independientes. Si las incertidumbres en las variables independientes tienen las mismas probabilidades, entonces la incertidumbre en el resultado, según estas probabilidades se obtiene como

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

- Desarrollo del análisis de incertidumbre para la disipación de calor:

$$R = Q_{disipado} = \dot{m}C_p\Delta T$$

$$\dot{m} = 0.01662883 \frac{kg}{s} \quad \pm 1.1\% \text{ (Porcentaje estimado en base a prueba experimental)}$$

$$C_p = 4180.56 \frac{kJ}{kg^\circ C} \quad \pm 0.5\% \text{ (Valor tomado en tablas termodinámicas)}$$

$$\Delta T = 1.6^\circ C \quad \pm 1.1\% \text{ (Porcentaje de error, especificación del Termopar Tipo "K")}$$

El calor disipado es

$$Q_{disipado} = \left(0.01662883 \frac{kg}{s}\right) \left(4180.56 \frac{kJ}{kg}\right) (1.6^\circ C) = 125.13 W$$

La incertidumbre de este valor se calcula por la aplicación de la ecuación (4). Los diversos términos son:

$$\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} = \frac{\partial(\dot{m}C_p\Delta T)}{\partial \dot{m}} = C_p\Delta T = 6688.896$$

$$\frac{\partial Q}{\partial C_p} = \frac{\partial(\dot{m}C_p\Delta T)}{\partial C_p} = \dot{m}\Delta T = 0.02656$$

$$\frac{\partial Q}{\partial \Delta T} = \frac{\partial(\dot{m}C_p\Delta T)}{\partial \Delta T} = \dot{m}C_p = 69.397$$

$$w_{\dot{m}} = (0.01662883)(0.011) = 0.000182 \frac{kg}{s}$$

$$w_{C_p} = (4180.56)(0.005) = 20.90 \frac{kJ}{kg^\circ C}$$

$$w_{\Delta T} = (1.6)(0.011) = 0.0176^\circ C$$

Por lo tanto, la incertidumbre en la disipación de calor es:

$$w_Q = [(6688.896)^2(0.000182)^2 + (0.02656)^2(20.90)^2 + (69.397)^2(0.0176)^2]^{\frac{1}{2}} \\ = 2.04 W \text{ o } 1.63\%$$

A continuación se muestran las tablas que incluyen la incertidumbre para cada uno de los datos experimentales obtenidos.

Tabla B13. Error en la medición ( $\Psi=20\%$ )

Volumen de Llenado (20%)								
Q suministrado (W)	Caudal L/min	Camisa Condensador		Cp @ Ts J/kg °C	$\Delta T$ °C	Q disipado (W)	Incertidumbre	
		T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)				(W) +/-	(%) +/-
150	0.01662883	21.8	23.6	4180.56	1.8	125.12	2.04	1.63
300	0.01662883	22.1	25.4	4179.84	3.3	229.36	3.74	1.63
	0.025	22.1	24.7	4180.12	2.6	271.70	4.43	1.63
450	0.01662883	22.6	26.7	4179.32	4.1	284.92	4.65	1.63
	0.025	22.6	26.1	4179.52	3.5	365.70	5.97	1.63
	0.03325667	22.6	25.3	4179.88	2.7	375.32	6.13	1.63

Tabla B14. Error en la medición ( $\Psi=30\%$ )

Volumen de Llenado (30%)								
Q suministrado (W)	Caudal L/min	Camisa Condensador		Cp @ Ts J/kg °C	$\Delta T$ °C	Q disipado (W)	Incertidumbre	
		T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)				(W) +/-	(%) +/-
150	0.01662883	21	22.6	4180.96	1.6	111.23	1.81	1.627
	0.025	21	22.3	4181.08	1.3	135.88	2.22	1.63
300	0.01662883	21.4	24.1	4180.36	2.7	187.68	3.06	1.63
	0.025	21.4	23.7	4180.52	2.3	240.37	3.92	1.63
	0.03325667	21.4	23.4	4180.64	2	278.06	4.54	1.63
450	0.01662883	22	25.7	4179.72	3.7	257.15	4.20	1.63
	0.025	22	25	4180	3	313.5	5.12	1.63
	0.03325667	22	24.6	4180.16	2.6	361.44	5.90	1.63

Tabla B15. Error en la medición ( $\Psi=40\%$ )

Volumen de Llenado (40%)								
Q suministrado (W)	Caudal L/min	Camisa Condensador		$C_p@ T_s$ J/kg °C	$\Delta T$ °C	Q disipado (W)	Incertidumbre	
		$T_{entrada}$ (°C)	$T_{salida}$ (°C)				(W) +/-	(%) +/-
150	0.01662883	21.6	23.2	4180.72	1.6	111.22	1.81	1.627
	0.025	21.6	22.9	4180.84	1.3	135.87	2.22	1.63
300	0.01662883	21.8	24.4	4180.24	2.6	180.72	2.95	1.63
	0.025	21.8	24	4180.4	2.2	229.92	3.75	1.63
	0.03325667	21.8	23.6	4180.56	1.8	250.25	4.08	1.63
450	0.01662883	21.8	25.8	4179.68	4	278	4.54	1.63
	0.025	21.8	25.1	4179.96	3.3	344.84	5.63	1.63
	0.03325667	21.8	24.7	4180.12	2.9	403.14	6.58	1.63

- Desarrollo del análisis de incertidumbre en el suministro de calor para:

$$R = Q_{sum} = \frac{V^2}{R}$$

$$V = 34.2052628_{@150 W} \pm 1\%$$

$$R = 7.8 \pm 0.8\%$$

El calor suministrado es

$$Q_{suministrado} = \frac{34.2052628^2}{7.8} = 150 W$$

La incertidumbre de este valor se calcula por la aplicación de la ecuación (B1). Los diversos términos son:

$$\frac{\partial Q_{sum}}{\partial \dot{m}} = \frac{\partial \left( \frac{V^2}{R} \right)}{\partial V} = 2 \frac{V}{R} = 8.770$$

$$\frac{\partial Q_{sum}}{\partial C_p} = \frac{\partial \left( \frac{V^2}{R} \right)}{\partial R} = -\frac{V^2}{R^2} = -19.230$$

$$w_V = (34.2052628)(0.01) = 0.342052628$$

$$w_R = (7.8)(0.008) = 0.0624$$

Por lo tanto, la incertidumbre en el suministro de calor es:

$$w_{Q_{sum}} = [(8.770)^2(0.342052628)^2 + (19.230)^2(0.0624)^2]^{\frac{1}{2}} = \mathbf{3.23\ W\ o\ 2.15\%}$$

A continuación se muestran los resultados de la incertidumbre para el resto de los calores suministrados.

Tabla B16. Incertidumbre en los suministros de calor

<b>Q suministrado</b>	<b>Incertidumbre</b>	
	<b>(W) +/-</b>	<b>(%) +/-</b>
150	<b>3.23</b>	<b>2.15</b>
300	<b>6.46</b>	<b>2.15</b>
450	<b>9.69</b>	<b>2.15</b>

- Incertidumbre en la lectura de las presiones en el manómetro:

Manómetro Tipo Bourdon INFRA Metron para usos generales.

Clase de exactitud = **+/- 2.0 %**

Tabla B17. Incertidumbre en la presión con el porcentaje de llenado al  $\Psi = 20\%$

<b><math>\Psi = 20\%</math></b>									
	150 W			300 W			450 W		
	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2
	L/min								
<b>Presión (kPa)</b>	6.13	6.13	6.13	8.79	8.79	8.79	14.12	12.79	8.79
<b>Incertidumbre (kPa)</b>	<b>+/- 0.1226</b>	<b>+/- 0.1226</b>	<b>+/- 0.1226</b>	<b>+/- 0.1758</b>	<b>+/- 0.1758</b>	<b>+/- 0.1758</b>	<b>+/- 0.2824</b>	<b>+/- 0.2558</b>	<b>+/- 0.1758</b>

Tabla B18. Incertidumbre en la presión con el porcentaje de llenado al  $\Psi = 30\%$

<b><math>\Psi = 30\%</math></b>									
	150 W			300 W			450 W		
	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min
<b>Presión (kPa)</b>	6.1	6.1	6.1	7.5	7.5	7.5	8.8	8.8	8.8
<b>Incertidumbre (kPa)</b>	<b>+/- 0.122</b>	<b>+/- 0.122</b>	<b>+/- 0.122</b>	<b>+/- 0.15</b>	<b>+/- 0.15</b>	<b>+/- 0.15</b>	<b>+/- 0.176</b>	<b>+/- 0.176</b>	<b>+/- 0.176</b>

Tabla B19. Incertidumbre en la presión con el porcentaje de llenado al  $\Psi = 40\%$

<b><math>\Psi = 40\%</math></b>									
	150 W			300 W			450 W		
	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min	1 L/min	1.5 L/min	2 L/min
<b>Presión (kPa)</b>	8.8	8.8	8.8	15.5	12.8	11.5	20.8	18.1	14.1
<b>Incertidumbre (kPa)</b>	<b>+/- 0.176</b>	<b>+/- 0.176</b>	<b>+/- 0.176</b>	<b>+/- 0.31</b>	<b>+/- 0.256</b>	<b>+/- 0.23</b>	<b>+/- 0.416</b>	<b>+/- 0.362</b>	<b>+/- 0.288</b>

- Pruebas en el porcentaje de llenado ( $\Psi$ ):

Tabla B20. Error promedio en el porcentaje de llenado

<b>Porcentaje (%)</b>	<b>Carga 1 (ml)</b>	<b>Presión interna (kPa)</b>	<b>Carga 2 (ml)</b>	<b>Presión interna (kPa)</b>	<b>Carga 3 (ml)</b>	<b>Presión interna (kPa)</b>	<b>Error Promedio (%)</b>
20 / 56.5 ml	56.1	73.32	59.2	73.32	56.8	73.32	2
30 / 85 ml	84.2	73.32	85	73.32	86.3	73.32	0.82
40 / 113 ml	108.8	73.32	112.4	73.32	113.5	73.32	1.53

- Incertidumbre en la lectura de los flujos volumétricos de agua en el rotámetro:

Rotámetro DWYER Instruments T47X RMB-85D-SSV. Exactitud de lectura = **+/- 3 %**

Tabla B21. Incertidumbre en el flujo volumétrico

<b>Lectura (L/min)</b>	<b>Incertidumbre +/- (L/min)</b>
1	+/- 0.03
1.5	+/- 0.045
2	+/- 0.06

---

## **PUBLICACIONES**

- S. Sánchez, I. Carvajal, F. Sánchez. "Design of a Closed Two-Phase Loop Thermosyphon: Evaporator Zone Methodology". 4th International Congress on Alternative energies, October 15th-18th, Mexico City 2013.
- S. Sánchez, I. Carvajal, J. Abugaber. "Diseño de un Termosifón Bifásico de Contorno usando Etanol como Fluido de Trabajo: Metodología de la Zona Evaporador". II Congreso Nacional de Innovación y Vinculación Científico-Tecnológica, Octubre 7-9. Ciudad de México 2013.