



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – SISTEMAS ENERGÉTICOS

Análisis del Rendimiento de Termosifones Bifásicos no capilares.

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
Vladimir Juárez Andrade

TUTOR (ES) PRINCIPAL(ES)
Eliseo Martínez Espinosa, Instituto de Ingeniería UNAM

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD.MX.
Enero, 2018



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Vicente y Rodríguez William
Secretario: Dr. León De Los Santos Gabriel
Vocal: Dr. Martínez Espinosa Eliseo
1^{er}. Suplente: M. en I. Sánchez Cifuentes Augusto
2^{d o}. Suplente: Dr. Carvajal Mariscal Ignacio

Ciudad Universitaria, CD. MX

TUTOR DE TESIS:

NOMBRE

FIRMA

Agradecimientos

Quiero agradecer a todas las personas que me apoyaron en esta parte de mi vida, en especial a Roxana Dionisio Emporo por estar siempre a mi lado y sobre todo por su amor y apoyo que me ha brindado para alcanzar esta meta. No existen palabras para agradecer a mis padres Rosa Andrade Benítez y Lorenzo Juárez Palafox por todo lo que me han enseñado de la vida. A mis hermanos Larry, Penélope y Quetzal que siempre puedo contar con ellos. A mis amigos de la facultad y fuera de ella, en particular a mi invaluable amigo Kukultzin Mendoza, por su paciencia y gentileza.

A la Facultad de Ingeniería de donde orgullosamente fui estudiante y a todos los profesores que tuve la oportunidad de conocer durante mi formación académica en el posgrado de ingeniería.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, mi alma mater, a la cual le tengo un gran respeto, además, ha sido mi segundo hogar durante gran parte de mi vida.

Al Instituto de Ingeniería por brindarme la oportunidad de realizar mi tesis en tan importante institución.

A mi asesor de tesis el Dr. Eliseo Martínez Espinosa por su esfuerzo y dedicación, además de brindarme ayuda con sus conocimientos, orientación y paciencia para lograr esta tesis.

A mis sinodales Dr. William Vicente y Rodríguez, Dr. Ignacio Carbajal Mariscal, Dr. Gabriel León de los Santos y al M. en I. Augusto Cifuentes Sánchez por tener la dedicación de leer este trabajo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, por el apoyo económico durante mis estudios de posgrado. Gracias.

A tantas amistades que quisiera agradecer por confiar en mí. Julio, Édgar, Mario, Enrique, Alfonso, gracias por sus consejo y apoyo para siempre seguir adelante.

A todos, muchas gracias.

Índice:

Nomenclatura	6
Capítulo 1. Introducción.....	8
1.1 Objetivos	8
1.2 Justificación.....	8
1.3 Resumen	8
1.4 Intercambiadores de calor.	9
1.5 Termosifón bifásico.....	10
1.6 Estado del arte.....	13
Capítulo 2. Antecedentes.....	16
2.6 Ebullición y Condensación.....	17
2.2 Patrones de flujo.....	19
2.3 Clasificación de los tubos de calor	21
Capítulo 3. Principio de Funcionamiento de los termosifones bifásicos.....	24
3.3 Operación	27
3.2 Transferencia de Calor	28
3.3 Límite de secado.....	31
3.4 Límite de arrastre	31
3.5 Límite de ebullición	31
3.6 Límite sónico.....	32
3.7 Límite termodinámico	32
3.8 Ciclo termodinámico de un termosifón bifásico	32
Capítulo 4. Modelo unidimensional del rendimiento de los termosifones	35
4.1 Llenado.....	35
4.2 Resistencia térmica total.....	35
4.3 Red de resistencias	36
4.4 Condiciones de frontera	38
4.5 Resistencias térmicas internas	40
Capítulo 5. Metodología de análisis	52
Capítulo 6. Análisis del rendimiento.....	57
6.1 Conclusiones	64
6.2 Trabajos a futuro	65
Bibliografía	65

Apéndice A.....	70
Apéndice B.....	71

Nomenclatura

Notación y Unidades (SI).

A	Área de la sección Transversal, $\pi D^2/4$	m^2
Eo	Numero de Eötvös	Adimensional
C	Constantes	
C_p	Capacidad Térmica Especifica	$J/Kg K$
D	Diámetro Interno	m
D_0	Diámetro Exterior	m
f_1	Función del Número de Bond	Adimensional
f_2	Función de K_p	Adimensional
f_3	Función de β	Adimensional
F	Llenado del líquido (Fracción cubierta del evaporador por el líquido estático) V_l/Al_e	Adimensional
g	Aceleración de la gravedad local	m/s^2
h	Coefficiente de transferencia de calor, referido al diámetro interior	$W/m^2 K$
H	Profundidad	m
K_p	Parámetro de presión adimensional	Adimensional
λ	Calor latente de vaporización	J/kg
l	Longitud	m
P_{atm}	Presión atmosférica	$Pa [N/m^2]$
P_p	Presión en el fondo del termosifón	$Pa [N/m^2]$
P_v	Presión del vapor	$Pa [N/m^2]$
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor	W
\dot{Q}_{max}	Máxima tasa de transferencia de calor	W
Re_f	Número de Reynolds de la película líquida en la sección adiabática entre el condensador y el evaporador, $4\dot{Q}/(L\mu_l\pi D)$	Adimensional
r	Radio	m
S	Área superficial, $\pi D l$	m^2
T	Temperatura	K

T_s	Temperatura de saturación	K
ΔT	Diferencia efectiva de temperatura global, $(T_{so} - T_{si} - \Delta T_h)$	K
ΔT_h	Diferencia media de temperatura debida a la presión hidrostática	K
V	Volumen	m^3
V_l	Volumen del líquido dentro del termosifón antes de calentar	m^3
z	Resistencia térmica, $1/hS$	K/W
β	Inclinación del termosifón	deg
K_{ter}	Conductividad Térmica	$W/(m K)$
ε	Porosidad, ((Volumen de los poros)/(Volumen del material))	Adimensional
μ	Viscosidad dinámica	$N s/m^2 (kg/s m)$
ρ	Densidad	Kg/m^3
σ	Tensión superficial	N/m
Φ_2	Factor de calidad para condensación, $(L\lambda_i^3 \rho_l^2 / \mu_l)^{0.25}$	$kg/K^{0.75} s^{2.5}$
Φ_3	Factor de calidad para ebullición nucleada	Adimensional

Subíndices.

a	Sección adiabática
c	Condensador
e	Evaporador
f	Película líquida
h	Caída hidrostática
l	Líquido
m	Media
o	Dimensión exterior
p	Ebullición nucleada en la piscina
si	Referente al disipador de calor
so	Referente a la fuente de calor
v	Vapor
w	Mecha
x	Referente a la pared del recipiente

Capítulo 1. Introducción

1.1 Objetivos

- Analizar una metodología de cálculo de diseño aplicado a termosifones bifásicos.
- Validar dicha metodología mediante datos experimentales, así como el comportamiento interno de un termosifón bifásico a diferentes condiciones.
- Determinar la influencia del tamaño de burbujas generadas en el evaporador el rendimiento térmico de un termosifón bifásico.

1.2 Justificación

En el presente trabajo se hace un estudio interno unidimensional para un termosifón bifásico. Dado que se ha incrementado la demanda de modelos analíticos y numéricos, así como herramientas predictivas que permitan a los ingenieros predecir su rendimiento. Existen diversos estudios experimentales en la literatura abierta que ayudan a comprender el complejo mecanismo interno de un termosifón bifásico cerrado.

En la actualidad existen diferentes maneras de diseñar un termosifón bifásico, ya que este depende de diferentes parámetros y variables de diseño como lo son: la geometría, ángulo de inclinación, porcentaje de llenado, propiedades termo-físicas del fluido de trabajo, temperatura de vapor, presión de llenado, entre otras.

Dado que se tiene un gran número de parámetros físicos que afectan a un termosifón, no se podría asegurar que se tiene un control preciso de la de transferencia de calor y masa dentro de este. Por lo que es complejo analizar completamente el funcionamiento del sistema, ya que se tiene una gran variedad de condiciones y variables de diseño las cuales afecta el comportamiento de un termosifón. Por lo tanto, el propósito de la presente tesis es analizar el rendimiento térmico interno de un termosifón bifásico mediante resistencias térmicas. Con la finalidad de comprender el complejo mecanismo que ocurren en su interior, como lo son la transferencia de calor interfacial en la pared y la película que se forma al condensar el vapor en el condensador.

1.3 Resumen

En esta tesis se analizó una metodología de cálculo para el diseño de termosifones bifásicos, con el fin de establecer el rendimiento térmico de estos. Se estableció el principio de operación, así como varios límites que ayudan a determinar la transferencia de calor, como lo son límite de secado, arrastré, ebullición, entre otros. La metodología descrita se realizó por resistencias térmicas en diferentes secciones del termosifón bifásico, con el fin de estudiar el comportamiento de estos. La metodología se validó mediante diferentes estudios recopilados en la literatura abierta.

Uno de los parámetros que más influyó en la eficiencia de un termosifón bifásico, es la potencia de entrada en el evaporador, ya que si esta aumenta considerablemente, la eficiencia se verá disminuida. Esto como consecuencia del diámetro de la burbuja, puesto que si se tienen burbujas muy grandes estas tienden a generar un patrón de flujo inestable o en transición.

Los resultados muestran que si se tiene números de Eö altos, se obtendrá una mejora en la transferencia de calor, esto debido a que el tamaño de burbuja es cercano al radio del termosifón y por lo tanto promueve un patrón de flujo anular.

1.4 Intercambiadores de calor.

Un intercambiador de calor puede definirse como un dispositivo que transfiera calor de un fluido a otro. Existen dos formas de transferencia de calor, de contacto directo donde no hay una superficie intermedia entre los fluidos, y los intercambiadores de calor de contacto indirecto, la definición habitual se refiere a un dispositivo que se emplea en la transferencia de calor entre dos fluidos o más. O entre una superficie y un fluido.

Los intercambiadores de calor pueden ser clasificados de acuerdo con:

1. Procesos de Transferencia
2. Construcción
3. Mecanismos de Transferencia de Calor
4. Numero de Fluidos
5. Grado de Compactación de la Superficie
6. Arreglos de Flujo.
7. Fase de los fluidos de proceso.

Intercambiador de tubos y coraza

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado coraza. El flujo de fluido dentro de los tubos se le denomina comúnmente flujo interno y aquel que fluye en el interior del contenedor como fluido externo. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la coraza por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. En sistemas donde los dos fluidos presentan una gran diferencia entre sus presiones, el líquido con mayor presión se hace circular típicamente a través de los tubos y el líquido con una presión más baja se circula del lado de la cáscara. Esto es debido a los costos en materiales, los tubos del intercambiador de calor se pueden fabricar para soportar presiones más altas que la cáscara del intercambiador con un costo mucho más bajo. Las placas de soporte actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la cáscara hacia adelante y hacia atrás a través de los tubos [1].

Intercambiador de tubo en espiral

La construcción de este tipo de intercambiador requiere el enrollar un gran número de tubos dúctiles de pequeño calibre en forma helicoidal alrededor de un tubo central. El flujo con una alta presión fluye por los tubos de pequeño diámetro, mientras que el flujo con una presión baja fluye a través del exterior de los tubos de pequeño diámetro.

Intercambiador de calor de placas

El intercambiador de calor de placa, consiste de placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos caliente y frío. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de calor a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de coraza y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área de transferencia.

Intercambiadores de calor de superficie extendida

Es un intercambiador de calor con gases o algunos líquidos, si el coeficiente de transferencia de calor es muy bajo, se requiere una gran superficie de transferencia de calor para aumentar la velocidad de transferencia de calor. Este requerimiento es proporcionado por unas aletas unidas a la superficie primaria. Los intercambiadores de calor con aletas tubulares y los intercambiadores con aletas de placas son los ejemplos más comunes de intercambiadores de calor de superficie extendida.

Tubos de calor

Los tubos de calor han surgido como una tecnología adecuada para la recuperación de calor y control térmico debido a su capacidad de transferencia de calor [2]. Un tubo de calor donde se mueve el líquido condensado en el condensador, hacia otra sección llamada evaporador, asistida por la gravedad se conoce como termosifón bifásico cerrado. En este dispositivo no cuenta con una estructura capilar como un tubo capilar, este actúa en un ciclo cerrado de dos fases donde el calor latente de evaporación y condensación se utiliza para transferir calor. En este último caso el sistema opera en un régimen inestable, por ejemplo periódico [3].

1.5 Termosifón bifásico.

Un termosifón bifásico es un dispositivo con una alta capacidad de conducir calor, este es comúnmente llamado tubo de calor asistido por gravedad. Tanto en los tubos de calor como termosifones, el calor puede ser transferido de un extremo a otro alrededor de 500 a 1000 veces más rápido que a través de metal sólido [2] [4]. Por esta razón los equipos diseñados con este tipo de dispositivos resultan sistemas con una mayor eficiencia. Considerando esto, y contando con que su fabricación, instalación, operación y mantenimiento es de bajo costo económico, se puede afirmar que superan a otros sistemas de recuperación de calor.

Los tubos de calor y los termosifones bifásicos surgieron como una tecnología adecuada para el ahorro y uso eficiente de la energía, así como un control efectivo de la transferencia de calor. Debido a esto, es necesario analizar nuevos procedimientos para el ahorro y uso más eficiente de la energía, poniendo énfasis en el aprovechamiento de la energía remanente en los gases de desecho de los equipos de combustión. Por este motivo, en las últimas 5 décadas ha habido un importante desarrollo tecnológico en equipos de transmisión de calor, al promover cambios en su configuración y al aplicar sistemas de transmisión de calor con alta efectividad [3].

Es recomendable un calor latente de vaporización alto para transferir grandes cantidades de calor con un mínimo flujo de masa y así mantener una caída de presión pequeña en el termosifón. La conductividad térmica del fluido debe ser preferiblemente alta para minimizar el gradiente de temperatura radial. Para minimizar la resistencia al flujo, el fluido debe tener bajos valores de viscosidad líquida y gaseosa.

En la figura 1 se muestra algunas temperaturas de operación para varios fluidos de trabajo [5].

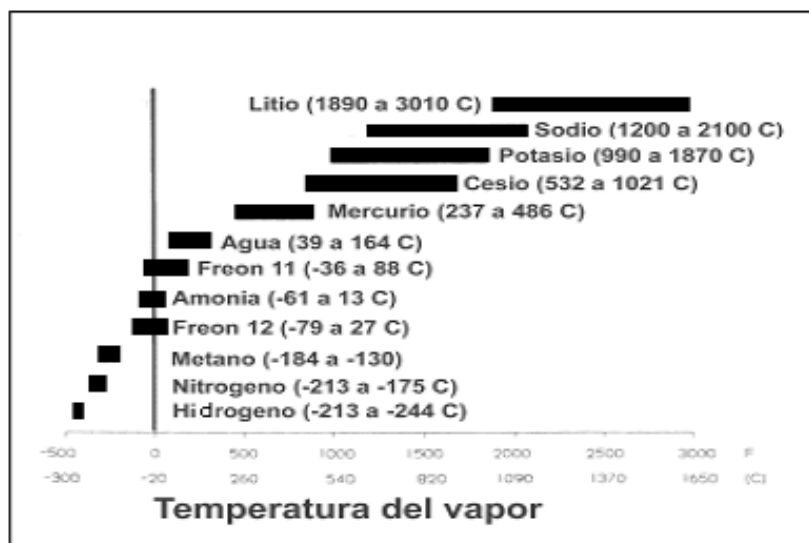


Figura 1. Temperatura de operación para diferentes fluidos.

Un aspecto muy importante para los termosifones es el material con el cual serán construidos ya que este separa el fluido de trabajo del ambiente externo, por lo que es necesario que no tenga fugas, que resista la presión que genera el fluido y que sea capaz de transferir el calor que recibe y que entrega el fluido durante el ciclo de operación del termosifón. Hay que tomar en cuenta factores como: relación peso-resistencia, alta conductividad térmica, fácil fabricación, resistente a la corrosión entre otros.

En la siguiente tabla se muestra algunos materiales contra fluidos de trabajo para verificar su compatibilidad.

Tabla 1. Materiales vs fluidos de trabajo para verificar su compatibilidad [6].

Fluido Material	Agua	Acetona	Amoniaco	Metanol	Freon-11	Freon-113
Cobre	RU	RU	NU	RU	RU	RU
Aluminio	GC	RL	RU	NR	RU	RU
Acero inoxidable	GT	PC	RU	GT	D	D
Níquel	PC	RU	RU	RU	D	D

Donde:

- RU Recomendado por uso exitoso
- RL Recomendado por la literatura
- PC Probablemente compatible
- NR No recomendado
- UN No usado
- D Desconocido
- GC Generación de gas a distintas temperaturas
- GT Generación de gas a elevadas temperaturas cuando hay óxido presente.

La diferencia entre los termosifones y los tubos de calor se encuentra en la forma como se realiza el retorno del fluido de trabajo a la sección del evaporador, ya que los primeros utilizan la fuerza de gravedad como se mencionó anteriormente y están restringidos a mantener la entrada de calor por debajo de la sección de condensación para evitar el secado del evaporador, mientras que los tubos de calor utilizan adicionalmente una estructura capilar, en muchas ocasiones un elemento poroso llamado mecha, que por la acción de fuerzas capilares es capaz de hacer retornar el líquido desde cualquier posición, incluso cuando la sección de evaporación está por encima de la de condensación [7].

Las principales propiedades de una estructura de mecha son el radio de los poros y la permeabilidad. El radio de los poros determina la presión de bombeo que pueden presentarse en el interior. La permeabilidad determina las pérdidas por fricción del fluido al circular por la mecha.

Las especificaciones de la mecha varían según la posición y condiciones de trabajo del tubo de calor, ya que si requiere una aplicación donde el tubo funcione en contra de la gravedad, se necesitará una mecha con poros finos para aumentar la presión capilar pero esto disminuye la permeabilidad, aumentando las pérdidas friccionales cuando el líquido fluye a través de la mecha, entonces la permeabilidad y la capilaridad de la mecha son inversamente proporcionales y dependen del tamaño del poro.

1.6 Estado del arte.

Los termosifones bifásicos han encontrado un creciente interés en una amplia gama de aplicaciones. Estos se utilizan en usos industriales y en procesos químicos [8]. Además de sistemas a gran escala, también se han utilizado en pequeños componentes electrónicos como forma de disipar calor [9] [10]. No se podría quedar atrás la industria de dispositivos en telecomunicaciones como lo menciona S. Siedel et al. [11]. Sistemas de almacenamiento de energía [12], sistemas de transporte ferroviario [13], generadores de energía termoeléctrica [14], acondicionamiento de edificios [15], disipación de calor en rodamientos para mejorar su eficiencia [16], calefacción y refrigeración [17]. Los termosifones tienen una amplia gama de aplicaciones ya que también se pueden utilizar para el control térmico de sistemas de energía solar, como por ejemplo en colectores solares [18] o sistemas fotovoltaicos [19].

Se han desarrollado diferentes estudios sobre aspectos y parámetros importantes de termosifones bifásicos como se menciona a continuación.

Y. Lee and U. Mital realizaron un estudio experimental sobre el rendimiento de transferencia de calor de un termosifón cerrado de dos fases en el cual se utilizó agua y Freón como fluidos de trabajo, variaron la relación entre la longitud calentada y la longitud enfriada, la presión de funcionamiento y el flujo de calor. Con lo que llegaron a la conclusión de que el coeficiente de transferencia de calor no es sensible a la cantidad de fluido de trabajo, todo lo contrario a la presión ya que el coeficiente aumenta rápidamente con el aumento de la presión [20].

El Instituto tecnológico de Pachuca realizó un análisis termodinámico. Primero determinó los parámetros de diseño: geometría, fluido de trabajo y material del termosifón. Posteriormente realizó pruebas a cuatro prototipos con lo que determinó que el incremento de temperatura en el intercambio de calor es de treinta grados aproximadamente para los estudios realizados, el cual se podría mejorar modificando el fluido de trabajo y geometría del termosifón [21].

Chowdhury de la Universidad Ibaraki, Japón. Evaluó experimentalmente la transferencia de calor por ebullición en un tubo de calor vertical de diámetro pequeño ($D=2.8$ mm) usando diferentes fluidos de trabajo sobre un amplio intervalo de presiones (0.06 – 0.97 bares). Obtuvo como resultado que para agua como fluido de trabajo a una presión baja, la fluctuación de la temperatura de la pared es alta debido al cese de la generación de burbujas después de una formación espontánea de estas. A una presión más alta la fluctuación es insignificante. Para presiones por debajo de la presión atmosférica el efecto de la presión sobre la transferencia de calor por ebullición para el agua es pequeño [22].

Gómez Mercado describe un estudio teórico experimental para caracterizar el comportamiento termodinámico de un termosifón bifásico a diferentes condiciones de operación. Diseñó un tubo de prueba para estudiar su desempeño térmico bajo diferentes capacidades de llenado. El concluye que sus mejores rendimientos se dan con un porcentaje de llenado aproximadamente del 17 al 20% del volumen total [23].

El estudio experimental realizado por T. Wadoski, muestra el rendimiento térmico para un intercambiador de calor a base de termosifones que utilizan como fluido de trabajo R-22, sometido a dos corrientes de aire (Caliente y fría respectivamente). Los resultados informados en este artículo describen la influencia de diversos parámetros como: caudales máxicos de flujo de aire, temperatura de las corrientes y contenido de humedad de la corriente de escape. En este artículo se llega a la conclusión de que se requiere una diferencia de temperatura mínima entre las dos corrientes de aire

para iniciar el funcionamiento. Cuando se alcanza la potencia de funcionamiento, la efectividad es independiente de la diferencia de temperatura entre las corrientes [24].

Gómez Mercado desarrollo un modelo matemático para un termosifón bifásico cerrado vertical utilizando criterios para los límites de secado, inundación y ebullición para investigar la proporción de estos en conjunto, dado que los modelos disponibles solo pueden considerar uno o dos límites. Introduce la relación de llenado máximo, en la cual concluye que el líquido del pozo podría llegar al condensador y el rendimiento de transferencia de calor se ve afectado. En este trabajo se obtuvo un modelo integral para un termosifón bifásico cerrado vertical, combinado criterios de tres límites de transferencia de calor [25].

Mingyi Zhang et al. [26], realizó una serie de experimentos para examinar el rendimiento de transferencia de calor de un termosifón bifásico con diferentes ángulos de inclinación bajo condiciones de bajas temperaturas. El autor llegó a la conclusión que el ángulo de inclinación tiene un efecto significativo en el rendimiento de transferencia de calor del Termosifón. Bajo sus condiciones experimentales, la resistencia térmica total es mínima con un ángulo de inclinación de aproximadamente 20° y aproximadamente 0.76 mayor que la del ángulo de inclinación de 90° . La resistencia térmica total fue máxima en un ángulo de inclinación de aproximadamente 80° , pero sólo muy ligeramente superior a 90° .

En este estudio se revisaron las ecuaciones de transferencia de calor del evaporador y condensador de un termosifón cerrado de dos fases, así como las diferencias entre estas ecuaciones para un fluido de trabajo y diferentes condiciones termo físicas. Se investigan los límites de transferencia de calor de un termosifón: sónico, inundación (o arrastre), secado y ebullición. Se observa un buen acuerdo entre los resultados analíticos de este estudio y los resultados analíticos y experimentales de los disponibles en la literatura abierta. Los límites de transferencia de calor son muy importantes en termosifones y tienen que calcularse con precisión, mientras que el calor de entrada debe ser inferior a los límites de transferencia de calor para las operaciones de termosifón sin ningún problema. Además, utilizando los resultados experimentales, propuso una ecuación semi-empírica para el coeficiente de transferencia de calor del evaporador [27].

En la universidad de Ferdowsi de Mashhad se investigó experimentalmente el efecto de tres parámetros de importancia en un termosifón bifásico. Tasas de transferencia de calor de entrada (100 a 900W), las relaciones de llenado de fluido de trabajo (30-90%) y las longitudes de evaporador. Las relaciones de aspecto para estos experimentos fueron 7.45, 9.8 y 11.8. Se llevó a cabo una serie de experimentos para determinar la influencia de los parámetros anteriores sobre las características de transferencia de calor en estado estacionario de un termosifón cerrado de dos fases vertical. Se empleó un tubo de cobre liso de una longitud total de 980 mm con diámetros interior y exterior de 25 y 32 mm con agua destilada como fluido de trabajo. Se controló la distribución de la temperatura a lo largo del termosifón, se midió también el calor de entrada a la sección del evaporador y el calor de salida del condensador. Los coeficientes de transferencia de calor de ebullición experimental se compararon con las correlaciones existentes dando una buena aproximación [28].

B. Jiao et al. [29], estudio la relación de llenado del fluido de trabajo, con lo que determino que esta tiene un efecto predominante sobre las características de transferencia de calor en un termosifón cerrado de dos fases., desarrollo un modelo para investigar el efecto de la relación de llenado en el rendimiento de transferencia de calor en estado estacionario de un termosifón vertical. En este modelo se consideran tres tipos de patrón de flujo y dos tipos de transición, de acuerdo con la distribución de la película líquida y los líquidos de trabajo, mientras que otros modelos generalmente se centran en

sólo uno o dos tipos de ellos. La tasa de transferencia de calor total del pozo, incluyendo los de convección natural y ebullición nucleada, se calculan mediante la combinación de sus áreas efectivas y coeficientes de transferencia de calor. Se proponen nuevas correlaciones del área efectiva basadas en los resultados experimentales de otro estudio.

Yury F. Maydanik et al. [30], desarrollo una serie de experimentos de termosifones bifásicos con diferentes fluidos de trabajo que funcionan en un rango de temperaturas de 40 a 150°C con potencias de entrada de 10 a 3000 W y varios dispositivos de transferencia de calor. Los termosifones bifásicos de ciclo son dispositivos de transferencia de calor bastante simples, son eficaces y capaces de funcionar en una amplia gama de variación de parámetros. Se ha demostrado la posibilidad de utilizar estos dispositivos en diversos campos de la tecnología, tanto para calentar como para enfriar objetos alejados de fuentes de calor y/o sumideros.

Capítulo 2. Antecedentes

Un termosifón bifásico es diferente de un tubo de calor únicamente en la forma que se transporta el calor. Son dispositivos muy semejantes tanto en su estructura como en su funcionamiento. Se puede decir que el termosifón es un tipo particular de tubo de calor, por lo que un estudio histórico del tubo de calor engloba al termosifón bifásico.

El primer indicio rastreado de un termosifón bifásico o tubo de calor asistidos por gravedad, se remonta a mediados del siglo XIX, cuando Angier Mark Perkins y J. Perkins patentaron el “Perkins tube” o tubo Perkins en 1892 (Figura. 1), el cual transfiere calor desde una caldera hacia un condensador mediante un proceso que puede utilizar el fluido en una sola fase o en dos fases.

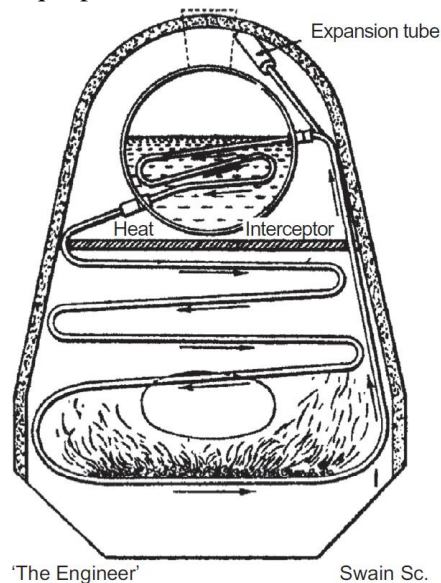


Figura 2. Caldera de Perkins [31].

Luego en 1929 F. W. Gay patentó un aparato similar que consistía en varios tubos verticales que transportan calor desde su parte inferior hacia la parte superior del tubo, este tipo de termosifones fueron los que dieron paso a los tubos de calor que conocemos actualmente [2].

El paso de termosifón a tubo de calor fue dado por Richard S. Gaugler, un ingeniero de General Motors Corporation que patentó en 1944 el uso de una estructura capilar, que asiste el flujo del fluido dentro del tubo, sin depender enteramente en la fuerza de gravedad para el retorno del fluido del condensador al evaporador, como lo hacen los termosifones.

Pero no fue sino hasta después que G. M. Grover en 1964 publicó los resultados de sus investigaciones hechas en Los Alamos National Laboratory de los Estados Unidos, que los tubos de calor comenzaron a recibir atención y a ser empleados en numerosas aplicaciones, Grover fue el primero en utilizar el término tubo de calor (incluyendo aquí a los termosifones) y lo describió como una estructura ingenieril sinérgica la cual es equivalente a un material con una conductividad térmica mucho mayor que la de cualquier metal conocido [2].

El tubo de calor fue inicialmente reconocido como un dispositivo térmico fiable gracias a la primera publicación de Cotter (1965) sobre tubos de calor, donde aparecían unos resultados teóricos preliminares. A partir de esta publicación las investigaciones comenzaron por todo el mundo. En el Laboratorio de Energía Atómica en Harwell del Reino Unido experimentaron con tubos de calor con

sodio. Trabajos similares comenzaron a realizarse en el Centro de Investigación Nuclear en Ispra, Italia, el cual pronto se convertiría en el centro de investigación más activo fuera de EEUU. Poco después, otros países como Alemania, Francia y la URSS iniciaron investigaciones en este sentido.

En 1964, RCA (Radio Corporation of America) comenzó a investigar con tubos de calor y se convirtió en la primera organización comercial en hacerlo. Se usaron para el recipiente, materiales como cobre, níquel, acero inoxidable, molibdeno, TZM de molibdeno. Y como fluido de trabajo agua, cesio, sodio, litio y bismuto. Mediante investigaciones experimentales llegaron a temperaturas de trabajo máximas de 1650°C.

Los comienzos en el desarrollo de las aplicaciones terrestres de los tubos de calor fueron lentos. Debido a la capacidad de los tubos de calor para operar en campos microgravitacionales, los primeros esfuerzos fueron encaminados hacia aplicaciones espaciales. Sin embargo, el gran costo de la energía, especialmente en Japón y Europa, ha convertido a los tubos de calor y a los termosifones en atractivos instrumentos para el ahorro de energía para la industria. Hoy día, todos los países desarrollados se han involucrado en la investigación, desarrollo y comercialización de los tubos de calor.

2.6 Ebullición y Condensación.

Tipos de ebullición

1. Convección Natural
2. Ebullición de Inicio
3. Régimen por burbuja aislada
4. Régimen por burbujas grandes o columnas
5. Ebullición de transición
6. Ebullición por película

Ebullición por convección libre

Este régimen se presenta cuando hay una cantidad de vapor insuficiente en contacto con la fase líquida para ocasionar la ebullición a la temperatura de saturación. Debido a que el exceso de temperatura aumenta el burbujeo inicial y el movimiento del fluido es determinado principalmente por los efectos de la convección libre, dependiendo si el flujo es laminar o turbulento.

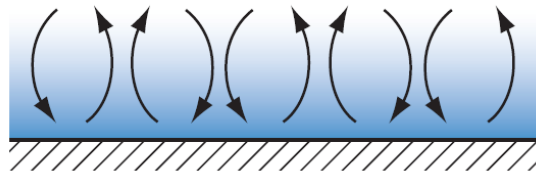


Figura 3. Ebullición por convección libre.

Ebullición por nucleación

En este intervalo se distinguen dos regímenes de flujo diferentes en donde se forman burbujas aisladas en los lugares de nucleación y se separan de la superficie. En este régimen la mayor parte del intercambio de calor es por medio de la transferencia directa de la superficie al líquido en movimiento en la superficie, y no mediante las burbujas de vapor que se elevan de la superficie.

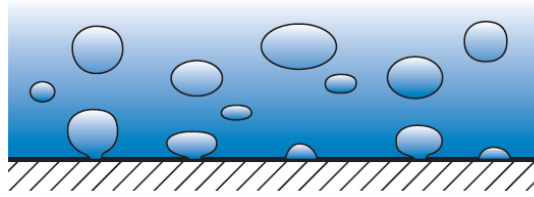


Figura 4. Ebullición nucleada.

Ebullición de transición

A este régimen también se le conoce como ebullición de película inestable o ebullición de película parcial. La ebullición es tan rápida que una película de vapor o manto se comienza a formar en la superficie. En cualquier punto sobre la superficie, las condiciones pueden oscilar entre la ebullición de película y la nucleada.

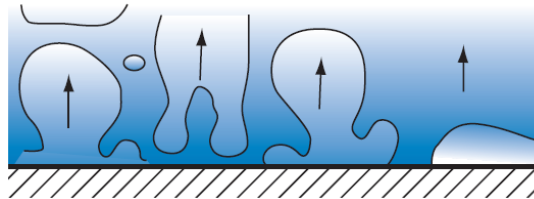


Figura 5. Ebullición de transición.

Ebullición por película

La ebullición de película se da cuando la superficie está completamente cubierta por un manto de vapor. La transferencia de calor de la superficie al líquido ocurre por la conducción a través del vapor. Leidenfrost fue quien en 1756 observó que las gotas de agua sostenidas por la película de vapor se consumen lentamente conforme se mueven por una superficie caliente. A medida que la temperatura de la superficie aumenta, la radiación a través de la película de vapor se hace significativa y el flujo de calor aumenta.

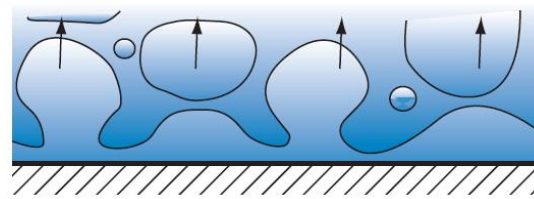


Figura 6. Ebullición de película.

Condensación

La condensación ocurre cuando la temperatura de un vapor se reduce por debajo de su temperatura de saturación. En un equipo industrial, el proceso normalmente resulta del contacto entre el vapor y una superficie fría. La energía latente del vapor se libera, el calor se transfiere a la superficie, y se produce la condensación. Otros modos comunes son la condensación homogénea donde el vapor se condensa como gotas suspendidas en una fase gaseosa para formar neblina, y la condensación por contacto directo que ocurre cuando el vapor llega a hacer contacto con un líquido frío.

Condensación por película

La condensación puede ocurrir de dos formas normalmente, dependiendo de la condición de la superficie. La forma dominante de condensación es aquella en la que una película líquida cubre toda la superficie de condensación, y debido a la acción de la gravedad la película fluye de forma continua desde la superficie. La condensación de película es por lo general característica de superficies limpias no contaminadas. Sin embargo, si la superficie está cubierta de una sustancia que impide que se moje, es posible mantener condensación de gotas. Las gotas se forman en grietas, hoyos y cavidades sobre la superficie y pueden crecer y unirse a través de la condensación. Regularmente, más del 90% de la superficie está cubierta por gotas. Estas fluyen desde la superficie debido a la acción de la gravedad.

2.2 Patrones de flujo

La diferencia entre flujo en una fase y flujo en dos fases, está en que la fase gaseosa y líquida pueden estar distribuidas en la tubería en una variedad de configuraciones de flujo, las cuales difieren unas de otras por la distribución de la interface, resultando en características diferentes de flujo, tales como los perfiles de velocidad .

Generalmente los patrones de flujo son más simétricos alrededor de la dirección axial, y la gravedad tiene un menor efecto sobre ellos.

Patrones de flujo interno para flujo vertical e inclinado.

Flujo de burbuja

La fase gaseosa está dispersa en pequeñas burbujas, teniendo una distribución aproximadamente homogénea a través de la sección transversal de la tubería. Este patrón comúnmente está dividido en flujo de burbuja, el cuál ocurre a caudales de líquido relativamente bajos y es caracterizado por el deslizamiento entre la fase gaseosa y líquida. El flujo de burbuja disperso ocurre a caudales relativamente altos, logrando así que la fase gaseosa en forma de burbujas sea arrastrada por la fase líquida, de tal forma que no existe el deslizamiento entre las fases.

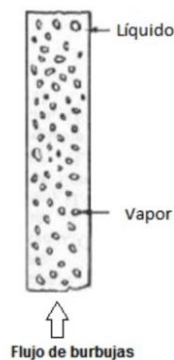


Figura 7. Flujo de burbujas a través de una sección transversal.

Flujo de bala

El patrón de flujo de bala es simétrico alrededor del eje de la tubería. La mayoría de la fase gaseosa se encuentra en bolsas de gas, con forma de una bala llamada: “burbuja de Taylor”, la cual tiene un diámetro similar al de la tubería. El flujo consiste de una sucesión de burbujas de Taylor separadas por baches de líquido. Una delgada película fluye contra la corriente entre la burbuja y la pared de la tubería. La película penetra en el siguiente bache de líquido y crea una zona de mezcla aireada por pequeñas burbujas de gas.

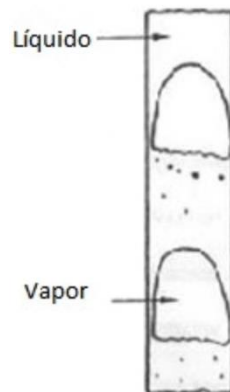


Figura 8. Flujo de bala

Flujo de transición

Este flujo presenta un movimiento oscilatorio, es similar al flujo bache y los límites no están muy claros entre las fases. Ocurre a mayores caudales de flujo de gas, donde el bache de líquido en la tubería llega a ser corto y espumoso.

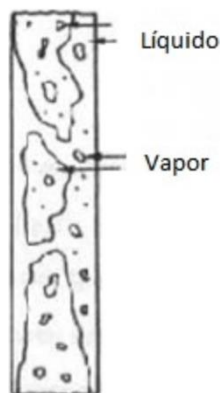


Figura 9. Flujo de transición.

Flujo anular

En tuberías verticales, el espesor de la película de líquido alrededor de la pared es casi uniforme, debido a la simetría de flujo. Como en el caso horizontal, el flujo es caracterizado por un rápido movimiento de gas en el centro. La fase líquida se mueve más lenta, como una película alrededor de la pared de la tubería y como gotas arrastradas por el gas. La interface está altamente ondeada,

resultando en un alto esfuerzo de corte interfacial. En el flujo vertical hacia abajo, el patrón anular existe también a bajos gastos, con forma de una película descendente.

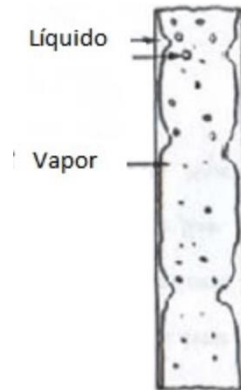


Figura 10. Flujo anular.

2.3 Clasificación de los tubos de calor

Se han diseñado tubos de calor de gran variedad de tamaños, desde muy pequeños con 0.6 mm por 0.6 mm de sección transversal y 25 mm de longitud, hasta muy grandes de 100 m de longitud. Todos los tubos de calor tienen un evaporador y un condensador donde el fluido de trabajo se evapora y condensa respectivamente, pero también los hay con una zona adiabática (donde no hay transmisión de calor con el exterior) que separa el evaporador del condensador. Un tubo de calor puede tener múltiples evaporadores, condensadores y secciones adiabáticas. Normalmente el fluido condensado se hace circular por medio de la fuerza capilar en una estructura porosa. Pero también se usan fuerzas como la gravitacional, la centrífuga, la electrostática o la osmótica para devolver al líquido desde el condensador al evaporador. El recipiente habitualmente es de forma cilíndrica, por simplicidad de diseño y fabricación, aunque también se diseñan con formas rectangulares, cónicas, entre otras. Los tubos de calor se pueden clasificar de la siguiente manera:

1. Termosifón bifásico

Un termosifón bifásico es un tubo de calor sin mecha o estructura porosa asistido por la fuerza de la gravedad. El condensador se sitúa encima del evaporador para que el condensado vuelva por gravedad como se observa en la figura 2. Al igual que en los tubos de calor, los límites sónico y de vapor son restricciones de operación de los termosifones. El límite de arrastre (“inundación” en los termosifones) es de mayor severidad en los termosifones que en los tubos de calor con estructura capilar, debido a la superficie libre del líquido. En el límite de inundación la temperatura de la pared del termosifón comienza a oscilar además de subir la presión interna. El límite de ebullición en los termosifones es debido a la ebullición de película más que a la ebullición nucleada que ocurre en los tubos de calor con mecha. El límite de secado se puede alcanzar para pequeños volúmenes de llenado.

El funcionamiento de los termosifones es sensible al volumen de llenado de fluido de trabajo. Se ha comprobado experimentalmente que el flujo de transferencia de calor máximo aumenta con la cantidad de fluido de trabajo hasta un cierto valor. En algunas ocasiones se incorpora en los termosifones una mecha para retardar el límite de inundación y mejorar el contacto entre la pared y

el líquido. El límite de capilaridad no se tiene generalmente en cuenta en la operación de los termosifones ya que es la gravedad la fuerza encargada del retorno del fluido condensado.

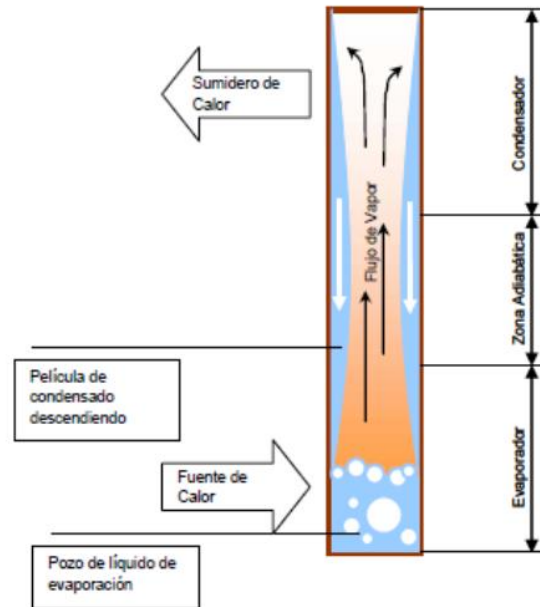


Figura 11. Termosifón Bifásico.

2. Tubo de calor impulsado por capilaridad

Un tubo de calor impulsado por capilaridad consiste en un recipiente cerrado, en el cual se ha puesto una estructura capilar por la parte interna de la pared del recipiente Figura 12. Generalmente, la limitación de funcionamiento de un tubo de calor impulsado por capilaridad es el límite capilar. Los tubos de calor se han empleado mayormente en aplicaciones aeroespaciales, como en la estabilización de temperatura de satélites, donde un lado de la estructura está orientado al sol y el otro al vacío espacial. Aun así, el empleo de tubos de calor en aplicaciones terrestres está empezando a ser más común.

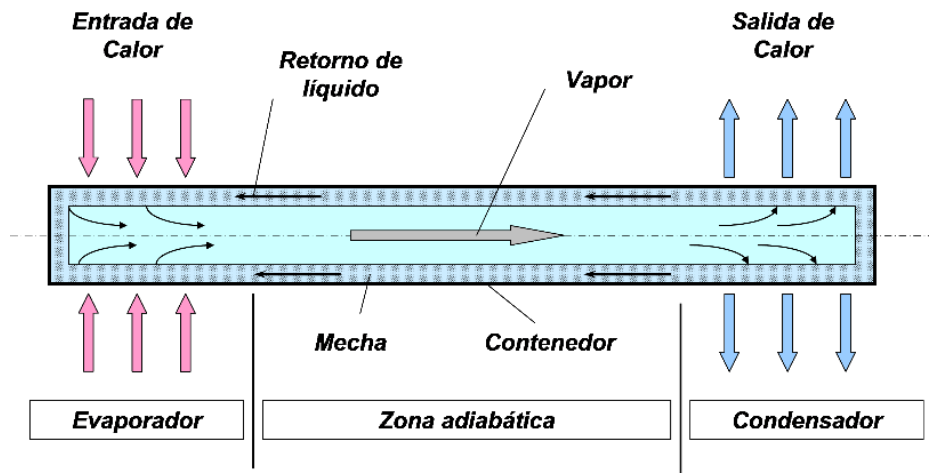


Figura 12. Tubo de calor.

3. Tubo de calor anular

El tubo de calor anular es similar al convencional tubo de calor impulsado por capilaridad, excepto en la forma de la sección donde va el vapor que es anular en vez de circular. Esto posibilita la existencia de una mecha exterior, en la parte externa del tubo interior. De esta manera, el área superficial de entrada y salida de calor pueden ser incrementadas significativamente sin aumentar el diámetro exterior del tubo de calor. Por lo tanto, el límite capilar del tubo de calor anular es mayor que el de uno convencional de las mismas dimensiones exteriores.

4. Tubo de calor plano

El tubo de calor plano está impulsado por capilaridad y es de forma rectangular. Este tipo de tubo de calor es un excelente candidato para usarse en aplicaciones de refrigeración electrónica. Se pueden montar en forma de matriz pequeños semiconductores o paquetes de transistores encima del tubo de calor para ser enfriados.

5. Tubo de calor giratorio

El tubo de calor giratorio está fabricado en forma de disco. El calor entra por el radio exterior y es evacuado en el radio interior, lo cual permite al condensado volver al evaporador por medio de la fuerza centrífuga. Por lo tanto no es necesaria una estructura capilar en este tipo de tubo de calor. Aplicaciones como el enfriamiento de componentes de turbinas o frenos de automóvil han sido propuestas para este tipo de tubos de calor.

6. Tubo de calor de borde de ataque

Los tubos de calor de borde de ataque se han propuesto para enfriar los bordes de ataque de aviones supersónicos. El tubo de calor recubre el borde de ataque de las alas, donde el calentamiento aerodinámico es mayor. El calor es absorbido y transportado por el tubo de calor al condensador, donde es expulsado por radiación y/o convección.

7. Tubo de calor cargado con gas

Los tubos de calor cargados con gas son un tipo de tubos de calor de conductancia variable. El tubo de calor cargado con gas, es igual que un tubo de calor impulsado por capilaridad o un termosifón de dos fases con la salvedad de que un gas no condensable es introducido en su interior. Durante el funcionamiento, este gas es arrastrado hacia la zona del condensador por el fluido de trabajo en forma de vapor. Dado que la condensación del fluido de trabajo no se produce dónde está el gas no condensable, se bloquea parte del condensador de su función de transferir calor al sumidero. Si se aumenta la entrada de calor por el evaporador, aumenta la temperatura del vapor y del gas, comprimiendo de esta manera el gas inerte. Esto a su vez incrementa la superficie del condensador disponible para transferir calor. Este proceso da como resultado la capacidad del tubo de calor cargado con gas de mantener aproximadamente constante la temperatura del evaporador.

Capítulo 3. Principio de Funcionamiento de los termosifones bifásicos

Un termosifón es mejor descrito al dividirlo en tres secciones (evaporador, condensador y una sección adiabática) [Figura 4]. Su funcionamiento se basa en la evaporación y la condensación de un fluido. Consiste en un recipiente sellado en el que se encuentra un fluido de trabajo. A través del evaporador se ingresa calor al sistema, lo que se traduce en una vaporización del fluido. El vapor viaja a una zona de menor temperatura (condensador), donde entrega el calor y se condensa. Para mantener el ciclo en funcionamiento es necesario que el fluido retorne al evaporador. Este transporte es asistido por la gravedad, por lo cual el termosifón bifásico debe estar en posición vertical con el evaporador en la parte inferior [2] [3].

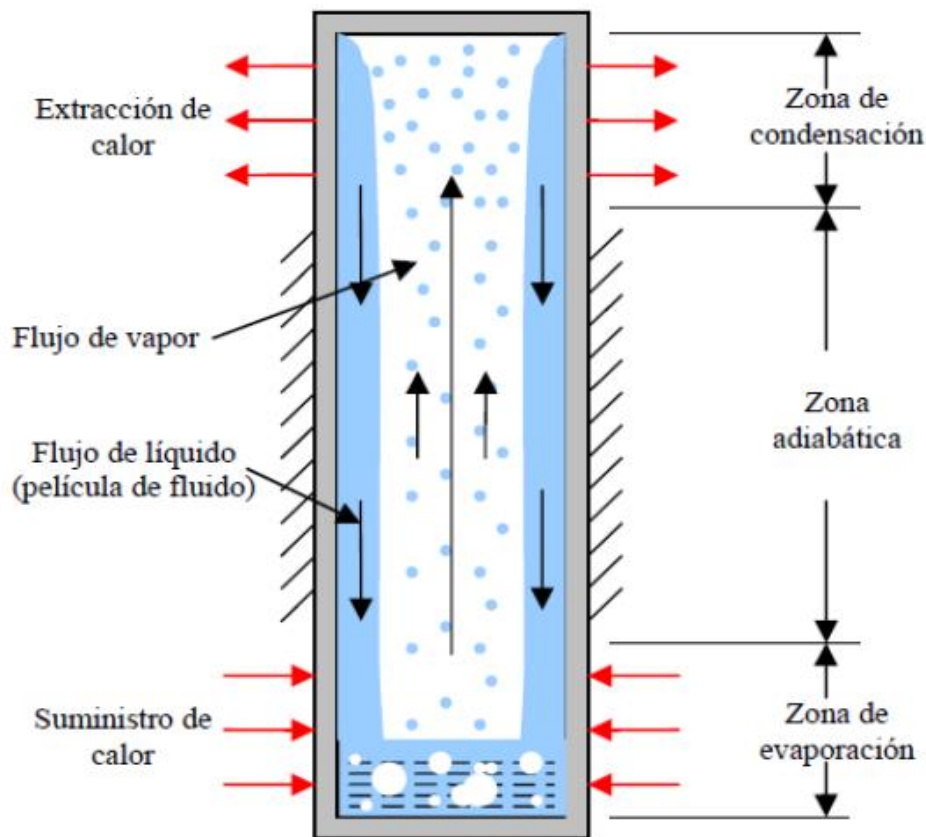


Figura 13 . Partes principales de un Termosifón

En dicho dispositivo, la potencia de entrada es suministrada a través de la pared del evaporador hacia el fluido de trabajo en el interior del evaporador, dicho fluido comienza a evaporarse, el vapor fluye hacia el condensador donde el fluido de trabajo se condensa en la pared interior del tubo. Se forma una película en las paredes internas del condensador, el espesor de la película afecta ligeramente el flujo de vapor en la región inferior del termosifón. En caso de una velocidad de vapor baja, la película líquida dentro del termosifón aumenta su espesor reduciendo la transferencia de calor. Por el caso contrario si aumenta la velocidad del vapor las interacciones entre el líquido y el vapor ponen en evidencia situaciones críticas que resultan en un límite de transferencia de calor, llamado límite de inundación [1].

Los diferentes procesos de transferencia de calor y masa que ocurren dentro de un Termosifón bifásico cerrado son: conducción en el evaporador y condensador, convección natural del vapor, interface vapor-liquido, formación de una película en la pared del condensador.

Para tener una mejor comprensión de la transferencia de calor dentro de un termosifón bajo condiciones de estado estacionario, un esquema de red térmica clásica de resistencias se presenta en la Figura 5 y 6 [6]. Como se mencionó anteriormente, el comportamiento termo-hidráulico en un Termosifón bifásico está determinado por varios parámetros de funcionamiento: calor de entrada, porcentaje de llenado, fluido de trabajo y la geometría del tubo (diámetro, longitud, ángulo de inclinación y forma de la sección transversal).

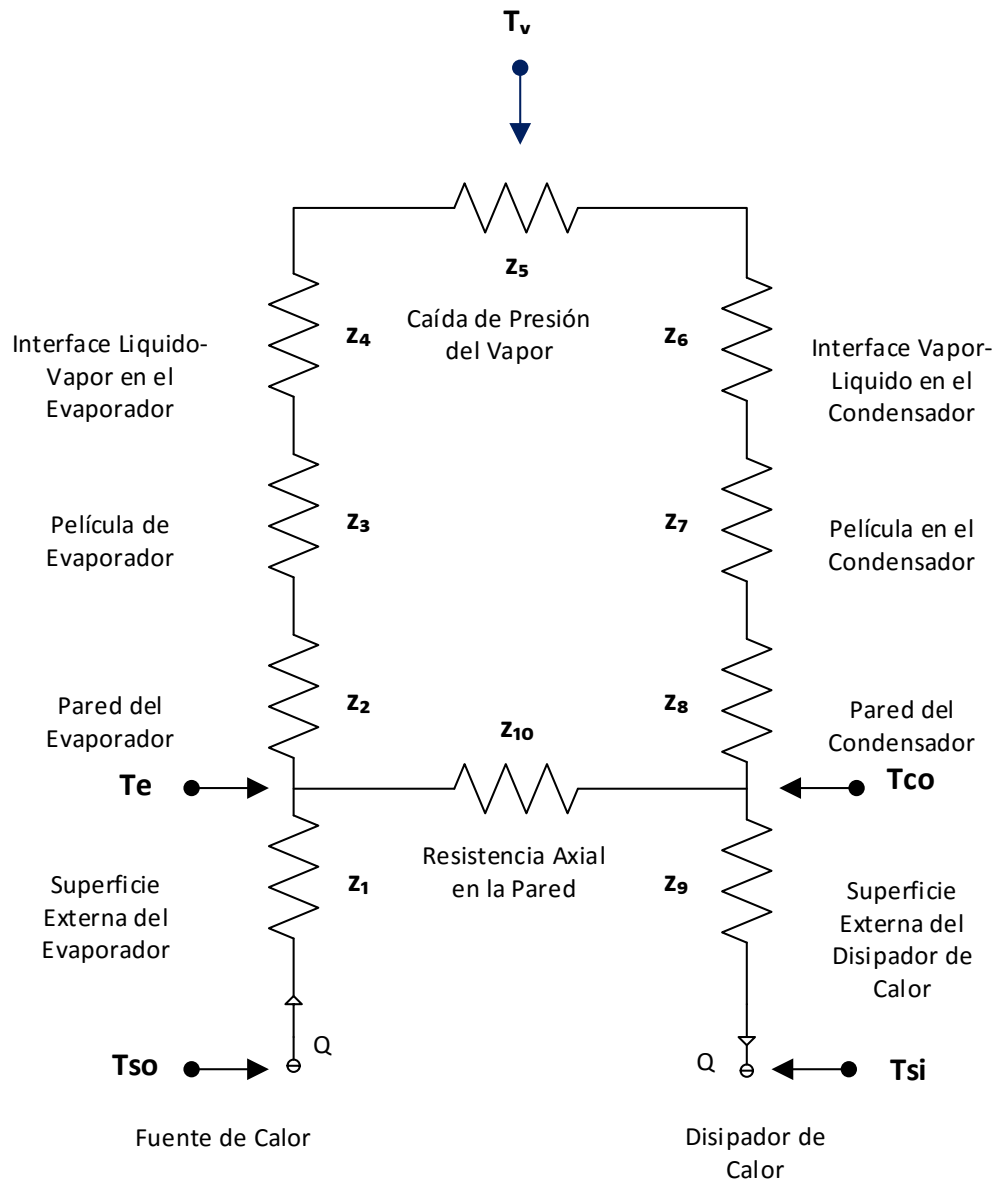


Figura 14. Red térmica para un termosifón bifásico

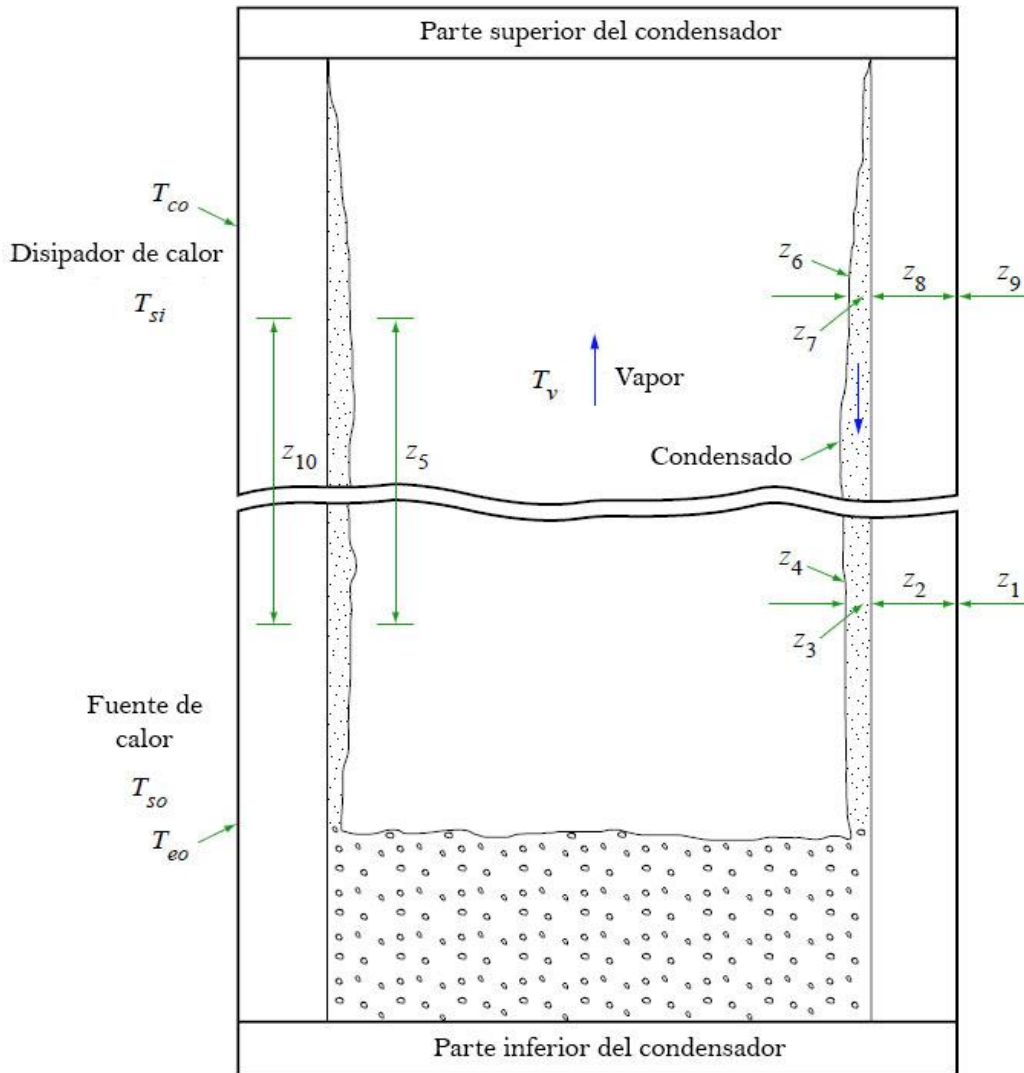


Figura 15. Localización de las resistencias térmicas [32].

La superficie de la sección de condensación mantiene una temperatura relativamente constante y si se incrementa el flujo de calor, más vapor se condensa, manteniendo la temperatura en el punto inicial, por esto se considera el termosifón y tubo de calor como un elemento isotérmico de baja impedancia térmica [8].

La geometría es uno de los parámetros más importantes. La transferencia de calor y el movimiento en un sistema bifásico pueden ser influenciadas por el diámetro del termosifón. El diámetro da razón al equilibrio entre las fuerzas inerciales, capilares y de gravedad. La importancia relativa de las fuerzas inerciales y capilares está indicada por el número de Weber (We). Si $We > 1$, las fuerzas de inercia dominan el comportamiento.

El número de Froude (Fr) relaciona el efecto de las fuerzas de inercia y la fuerza de gravedad que actúan sobre un fluido. Si $Fr > 1$, las fuerzas inerciales son dominantes frente a las fuerzas de gravedad.

La relación entre We y Fr define el número de Bond (Bo). Bo se puede definir como el cociente de la fuerza de flotación sobre la fuerza de tensión superficial que puede descartar fenómenos ebullición dentro de la sección del evaporador y el tamaño de las burbujas de vapor en la ebullición nucleada. El valor de Bo afecta sobre todo a la capacidad de transferencia de calor máxima en la sección del evaporador. El cambio de valor de Bo depende de dos parámetros principales: la densidad del fluido y el diámetro del termosifón.

3.3 Operación

Varias son las características y parámetros que se consideran en la descripción de la operación de un termosifón bifásico. Indudablemente los aspectos geométricos son fundamentales así como las condiciones de carga del dispositivo (fluido de trabajo y cantidad) y las cargas térmicas involucradas (flujos de calor y temperaturas).

En un termosifón se da un proceso físico, llamado transferencia de calor de vapor: el fluido de trabajo absorbe el calor recibido en la sección del evaporador, lo transporta por el tubo y cede la energía en el condensador. En este proceso se mueve mucha energía. En la vaporización, es necesario separar las moléculas que están en contacto en estado líquido, y esto ocurre con un gran aporte de energía (la cantidad de energía necesaria para evaporar una unidad de masa de líquido a una temperatura determinada es el calor latente de vaporización).

En la vaporización dentro del tubo también ocurre otro fenómeno, la presión en la sección del evaporador se incrementa. La presión es causada por la excitación térmica de las moléculas que componen el vapor recientemente generado. Esta presión de vapor establece una diferencia de presión entre los dos extremos del tubo, y esta diferencia de presión es la causante del movimiento del vapor por el tubo, y por lo tanto del transporte de la energía de calor. Cuando el vapor alcanza el extremo del tubo donde está el condensador, se encuentra una temperatura inferior a la del evaporador. Como consecuencia, el vapor vuelve al estado líquido y cede la energía térmica almacenada como energía de vaporización. Además, al producirse la condensación, la presión de vapor creada por las moléculas decrece, de modo que la diferencia de presión necesaria para el flujo del calor de vapor se mantiene.

Es importante tener en cuenta que el fluido vaporizado almacena la energía térmica a la temperatura a la que el vapor fue creado, y la mantendrá a esa temperatura hasta que se ponga en contacto con una superficie más fría. Como resultado, la temperatura a lo largo de la longitud del tubo tiende a mantenerse constante. Es esta tendencia a oponerse a cualquier cambio de temperatura en el termosifón, esta es la responsable de la alta conductancia térmica del dispositivo.

Teniendo en cuenta los principios físicos anteriores los cuales gobiernan el funcionamiento de los termosifones y tubos de calor, un fluido de alto rendimiento como fluido de trabajo debe tener un alto calor latente de vaporización, una alta tensión superficial y una baja densidad. Una baja viscosidad también es deseable para minimizar la resistencia al avance del fluido por la mecha.

El comportamiento de los termosifones bifásicos se encuentra enmarcados dentro de varios límites como son límite de secado, límite de arrastre, límite de ebullición, límite sónico y demás también un límite termodinámico.

3.2 Transferencia de Calor

Sección del evaporador

Como ya se había mencionado en el presente trabajo no hay correlación o conjunto de correlaciones para predecir el coeficiente de transferencia de calor en la ebullición nucleada. Algunas correlaciones, como las de Imura et al. [33], Shiraishi et al. [34] y Chowdhury et al. [35], se desarrollaron para observar la ebullición.

Las correlaciones de Chowdhury et al. [35], Incluyeron los efectos de confinamiento ya que los diámetros de salida característicos de una burbuja eran comparables con el diámetro interior del termosifón. En el trabajo realizado por Jouhara y Robinson [36], se intenta evaluar la transferencia de calor en ebullición en lo que se puede considerar un termosifón de diámetro pequeño. La condición para que el termosifón se considere "pequeño" puede definirse vagamente como la condición por la cual el diámetro esperado de salida de la burbuja es aproximadamente del mismo tamaño (o más grande) que el radio del termosifón.

$$\frac{d_d}{(D/2)} \approx 1 \quad (1)$$

Donde:

d_d = *diámetro de salida de la burbuja.*

D = *diámetro interior del termosifón.*

La razón detrás de esto es que para el caso en $\frac{d_d}{(D/2)} \ll 1$, se podría esperar que las burbujas ubicadas alrededor del diámetro y opuestas entre sí, no influyan en el comportamiento de las demás. Sin embargo, para $\frac{d_d}{(D/2)} \approx 1$ o más, se esperaría que las burbujas opuestas entre sí, influyan en el comportamiento de las otras y posteriormente la transferencia de calor.

El diámetro de salida de la burbuja se puede estimar aproximadamente a partir de la expresión:

$$d_d = 0.0204L_b\beta \quad (2)$$

$$L_b = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (3)$$

L_b = *Longitud de la burbuja.*

σ = *Tensión superficial.*

g = *Aceleración de la gravedad.*

ρ_l = *Densidad del líquido*

ρ_v = *Densidad del vapor.*

β = *Angulo de salida de la burbuja.*

La resistencia térmica se determina calculando el coeficiente de transferencia de calor y luego usando la siguiente expresión:

$$R_e = \frac{1}{h_e(\pi D l_e)} \quad (4)$$

Donde:

h_e = Coeficiente de transferencia de calor en el evaporador.

D = diametro interior del termosifon.

l_e = Longitud del evaporador.

Tabla 2. Correlaciones de transferencia de calor para ebullición nucleada.

Imura et al. [33]	$h_e = 0.32 \left(\frac{\rho_L^{0.65} k_L^{0.3} C_{PL}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_L^{0.1}} \right) \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0.3} q^{0.4}$
Shiraishi et al. [34]	$h_e = 0.32 \left(\frac{\rho_L^{0.65} k_L^{0.3} C_{pL}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_L^{0.1}} \right) \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0.23} \left(\frac{q^{0.4}}{(\pi D l_e)} \right)$
Chowdhury et al. [35]	$h_e = 11.43 (Re_b)^{0.72} (Pr_l)^{0.42} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{d_d}{D} \right) \left(\frac{k_l}{d_d} \right)$
Rohsenow [4]	$h_e = \frac{q^{2/3}}{\frac{C_{s,f} h_{fg}}{C_{pl}} \left(\frac{L_b}{h_{fg} \mu_l} \right)^{0.33} Pr_l^{1.7}}$
Kutateladze [5]	$h_e = 0.44 \left(\frac{k_l}{L_b} \right) \left(\frac{1 \times 10^{-4} q P}{g h_{fg} \rho_v \mu_l} \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0.7} Pr_l^{0.35}$
Labuntsov [21]	$h_e = 0.075 \left(1 + 10 \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0.67} \right) \left(\frac{k_l^2}{v_l \sigma (T_{sat} + 273.15)} \right)^{0.33} q^{0.67}$
Kruzhilin [22]	$h_e = 0.082 \left(\frac{k_l}{L_b} \right) \left(\frac{h_{fg} q}{g (T_{sat} + 273.5) k_l \rho_l - \rho_v} \right)^{0.7} \left(\frac{(T_{sat} + 273.5) C_{pl} \sigma \rho_l}{h_{fg}^2 \rho_v^2 L_b} \right)^{0.33} Pr_l^{-0.45}$

Para las correlaciones de Imura et al., y Shiraishi et al., son comparables y subestiman las mediciones cuando la resistencia es baja, es decir, para los casos de flujo de calor más altos. Esto empeora a medida que la resistencia térmica aumenta, es decir, disminuye el flujo de calor.

Para la región donde se forma una película delgada, no está tan simple modelar la transferencia de calor. Para una primera aproximación y para una región de película delgada corta, parece razonable aplicar la teoría de Nusselt, aunque para la evaporación, para un espesor de película constante igual al del espesor asociado con la salida de la sección del condensador. Esto daría como resultado un coeficiente de transferencia de calor predicho por la expresión:

$$h_f = \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g k_l^3 h_{fg}}{4 \mu_l (T_v - T_c) l_c} \right)^{1/4} \quad (5)$$

Donde:

$\sigma =$ Tensión superficial.

$\rho_l =$ Densidad del líquido.

$\rho_v =$ Densidad del vapor.

$g =$ Aceleración de la gravedad.

$k =$ Conductividad térmica del líquido.

$h_{fg} =$ Calor latente de vaporización.

$T_v =$ Temperatura del vapor.

$T_c =$ Temperatura en la sección del condensador.

$l_c =$ Longitud del condensador.

Sección del condensador.

Se han estudiado varios aspectos en la transferencia de calor en la sección del condensador tanto experimentalmente como teóricamente. Aunque las definiciones varían la transferencia de calor de condensación se puede caracterizar por la relación entre el número de Nusselt (Nu), y el número de película, (Re_f). Esto se puede definir como:

$$Re_f = \frac{4Q}{\pi D h_f g \mu} \quad (6)$$

Y

$$Nu = \frac{h_c l_c}{k_l} \quad (7)$$

Dentro del régimen laminar, es muy común usar la versión promediada de área de la teoría de Nusselt para la condensación de película en una placa plana horizontal [34] [37]. El coeficiente promedio de transferencia de calor para este modelo es:

$$h_c = 0.943 \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g k_l^3 h_{fg}}{4 \mu_l (T_v - T_c) l_c} \right)^{1/4} \quad (8)$$

Existen otros casos, donde se implementan modificaciones empíricas simples de esta teoría. Como lo indica Gross [37]. Las correlaciones que dan cuenta de la transferencia de calor mejorada debido a la ondulación de la superficie o la turbulencia pueden mejorar la concordancia entre las correlaciones y las mediciones para una amplia gama de fluidos de trabajo en el rango de Re_f superior. Las correlaciones que toman en cuenta la discrepancia a menor Re_f no las proporciona Gross [37], aunque Hashimoto y Kaminaga [38], más recientemente, demostraron que esta degradación en la transferencia de calor se debe a la retención de líquidos. Teniendo en cuenta el hecho de que a menores flujos de calor el espesor de la película es menor, combinado con el conocimiento de que la cantidad

de arrastre aumenta a medida que aumenta la relación de densidad, Hashimoto y Kaminaga [38], propusieron la siguiente correlación:

$$h_c = 0.85 Re_f^{0.1} \exp\left(-0.000067 \frac{\rho_l}{\rho_v} - 0.14\right) \left(0.943 \left(\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g k_l^3 h_{fg}}{4\mu_l(T_v - T_c) l_c}\right)^{1/4}\right) \quad (9)$$

3.3 Límite de secado

El límite de secado se aplica tanto a tubos de calor como a termosifones bifásicos, este término implica que el volumen del evaporador no es suficiente para generar una piscina, por lo que la mayor parte de la película de líquido que baja hacia el evaporador se habrá evaporado nuevamente antes de llegar a la piscina, dejando huecos secos, y con una cantidad mínima de fluido retornando a la piscina. Por lo que se tendrán que cumplir ciertas consideraciones descritas en el siguiente capítulo.

3.4 Límite de arrastre

El vapor y el líquido dentro de los tubos de calor (incluyendo los termosifones bifásicos), fluyen en direcciones opuestas, y la interacción de los flujos hace que sobre el líquido condensado se genere una fuerza de arrastre debido a que el vapor viaja a mayor velocidad. La tensión superficial del líquido es la fuerza que balancea el flujo, pero llega un momento, que al aumentar el flujo de calor y a su vez las velocidades de los fluidos, la fuerza de arrastre no puede ser balanceada y gotas de líquido comienzan a ser arrastradas por el vapor hacia el condensador, interrumpiendo la interfase vapor-líquido. De esta forma menos líquido llegará al evaporador y eventualmente se producirá el secado total de éste y un sobrecalentamiento. El límite de arrastre es el flujo de calor en el cual comienza a producirse el arrastre de líquido [3].

Una propuesta para predecir el límite de arrastre en un termosifón bifásico cerrado se basa en la existencia de una correlación semiempírica del límite de arrastre en contracorriente en un flujo vapor-líquido en sistemas abiertos, que son ajustados para el modelo del termosifón. Esa correlación es establecida experimentalmente con diferentes fluidos de trabajo y condiciones de operación [5].

3.5 Límite de ebullición

En la mayoría de los sistemas de flujo bifásico la formación de burbujas de vapor en fase líquida (ebullición) mejora la convección, la cual es necesaria para transferencia de calor. Una ebullición como esa, a veces resulta difícil de producir en sistemas de metal líquido porque el líquido tiende a rellenar los sitios de nucleación necesarios para la formación de burbujas. En un tubo de calor, no se requiere convección en el líquido, porque podrían provocarse puntos calientes y destruir la acción del empaquetamiento. Por consiguiente los tubos en general se calientan isotérmicamente antes de utilizarse para permitir que el líquido humedezca la pared interna del tubo de calor (incluyendo termosifones bifásicos) y rellene todos los sitios de nucleación, excepto los más pequeños [39].

El límite de ebullición visto en termosifones con volúmenes de llenado grandes y altos flujos de calor en la sección del evaporador. A medida que el flujo de calor es incrementado, núcleos de ebullición

ocurren en el evaporador. Un aumento adicional en el flujo de calor resulta en una rotunda ebullición. Cuando se llega al flujo crítico de calor, las burbujas de vapor se forman en cavidades microscópicas propias del material, llamadas núcleos, donde se puede acumular vapor y gases no condensables. Lo cual esencialmente bloquea el fluido de trabajo que retorna al evaporador. En los puntos de nucleación la temperatura se incrementa rápidamente, lo que podría producir un sobrecalentamiento y posterior ruptura del contenedor [5]. El flujo de calor al cual se inicia la ebullición se llama límite de ebullición y es comúnmente expresado como flujo de calor superficial [3].

3.6 Límite sónico

El flujo de calor transportado por un tubo de calor, es proporcional a la velocidad del vapor dentro del tubo; al incrementar la velocidad de transferencia, se incrementa también la generación de vapor y por ende la velocidad de éste, que se hace máxima a la salida de la sección de evaporación. Cuando la velocidad del vapor alcanza la velocidad del sonido, ésta no puede aumentar más, lo que impide incrementar el flujo de calor para una temperatura de operación determinada. El límite sónico es el flujo de calor máximo, que puede ser transportado por el tubo de calor a una temperatura de operación dada y se expresa como un flujo de calor por unidad de área transversal.

El límite sónico es una función de la temperatura, por esta razón es posible que al alcanzar este límite, la temperatura de operación del tubo se incremente para permitir un aumento en el flujo de calor; esto es permisible, siempre y cuando, la nueva temperatura pueda ser soportada por los materiales del tubo. La consecuencia del límite sónico es una considerable caída de temperatura a lo largo del tubo; pero el tubo continuará operando, lo que no pasa con otros límites [39].

El límite sónico se presenta principalmente durante el arranque del termosifón y en tubos de calor que trabajan con altas temperaturas, como los metales alcalinos, debido a que el fluido se encuentra, por lo general, congelado antes del arranque [39].

3.7 Límite termodinámico

Este límite hace alusión a las condiciones globales de operación del dispositivo, donde el termosifón pierda la condición bifásica y representa la máxima temperatura en el interior del contenedor que lleve a una sola fase al fluido de trabajo, ya sea vapor o estado líquido. Utilizando los diagramas termodinámicos de presión temperatura y volumen de la sustancia de trabajo, se pueden encontrar estas temperaturas, para las condiciones de operación impuestas por la aplicación.

3.8 Ciclo termodinámico de un termosifón bifásico

El ciclo termodinámico de operación de un termosifón bifásico se puede representar por un diagrama T-s como se muestra en la Figura 7 [2], en donde se suministra una cantidad de calor $+Q$ a una temperatura promedio en el evaporador. Si se considera que se tiene una operación estacionaria, asumimos que la misma cantidad de calor es recuperada en el condensador donde existe una temperatura promedio más baja. Por lo tanto existe trabajo en el proceso.

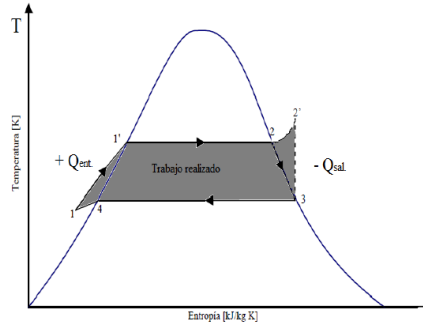


Figura 16. Diagrama T-S de la transferencia de calor en un tubo termosifón bifásico.

Durante la operación del tubo termosifón bifásico en régimen estacionario, la pérdida de presión total en un ciclo cerrado es la suma de las pérdidas de presión en ambas fases y el balance total debe ser igual a cero [1], es decir:

$$P_{gr} + (P_{v,c} - P_{v,e}) + (P_{l,c} - P_{v,c}) + (P_{l,e} - P_{l,c}) + (P_{v,e} - P_{l,e}) = 0 \quad (10)$$

En donde:

P_{gr} = Pérdida de presión debida a la gravedad.

$P_{v,e}$ = Presión de la fase vapor (evaporación).

$P_{v,c}$ = Presión de la fase vapor (condensación).

$P_{l,c}$ = Presión de la fase líquida (condensación).

$P_{l,e}$ = Presión de la fase líquida (evaporación).

$(P_{v,c} - P_{v,e}) = \Delta P_v$ La cual es la pérdida de presión en la fase de vapor.

$(P_{l,e} - P_{l,c}) = \Delta P_l$ Pérdida de presión en la fase líquida.

Considerando equilibrio en la interface liquido-vapor en el evaporador y condensador, se tiene que:

$$(P_l - P_v)_c = (P_v - P_l)_e = 0 \quad (11)$$

Lo que nos queda el balance siguiente:

$$\Delta P_{gr} + \Delta P_v + \Delta P_l = 0 \quad (12)$$

Esto quiere decir que la suma de las caídas de presión en las diferentes zonas del termosifón debe ser igual a cero. Por lo tanto, se puede concluir, que la condición necesaria para el funcionamiento del termosifón será:

$$\Delta P_{gr} \geq \Delta P_v + \Delta P_l \quad (13)$$

Es implica que la presión debida a la acción de la gravedad debe de ser mayor igual a las pérdidas de presión en el termosifón.

La pérdida de presión en la fase líquida del fluido de trabajo puede calcularse mediante la relación de Darcy, donde K es el coeficiente de permeabilidad, siendo sus dimensiones m^2 y A_l es el área anular por donde fluye la película del líquido [19]:

$$\Delta P_l = - \frac{\mu_l \dot{m}_l l_{eff}}{\rho_l A_l K} \quad (14)$$

Donde:

$\mu_l =$ Viscosidad de la fase líquida.

$\dot{m}_l =$ Flujo masico de la fase líquida.

$l_{eff} =$ longitud efectiva.

$\rho_l =$ Densidad de la fase líquida.

$A_l =$ Área anular de la película líquida.

$K =$ Coeficiente de permeabilidad.

En el caso de los termosifones, debido a que carecen de una estructura capilar se considera que el coeficiente de permeabilidad tiene un valor unitario ($K=1$).

En donde l_{eff} es la longitud efectiva del termosifón y es igual la suma de las longitudes de la zona de condensación, zona adiabática y zona de evaporación, está dada por:

$$l_{eff} = l_c + l_a + l_e \quad (15)$$

Las pérdidas de presión en el vapor se pueden calcular utilizando la expresión del flujo de Hagen-Poiseuille para un tubo de radio r_v .

$$\Delta P_v = -8 \frac{\mu_v \dot{m}_v l_{eff}}{\pi \rho_v r_v^4} \quad (16)$$

$\mu_v =$ Viscosidad de la fase vapor.

$\dot{m}_v =$ Flujo masico de la fase vapor.

$l_{eff} =$ longitud efectiva.

$\rho_v =$ Densidad de la fase vapor.

$r_v =$ radio en la zona de vapor.

Los efectos de la gravedad se expresan por:

$$\Delta P_{gr} = \pm \rho_v g l_{eff} \sin \theta \quad (17)$$

Donde:

$\rho_v =$ Densidad de la fase vapor.

$l_{eff} =$ longitud efectiva.

$\theta =$ angulo de inclinacion del termosifon.

Capítulo 4. Modelo unidimensional del rendimiento de los termosifones

La siguiente metodología proporciona un método para estimar el rendimiento térmico en estado estable de un termosifón bifásico.

4.1 Llenado

El porcentaje de llenado se denota con la letra F, este se define como el volumen del líquido en el termosifón, entre el volumen del evaporador:

$$F = \frac{V_l}{Al_e} \quad (18)$$

Donde:

F = llenado del líquido o fracción cubierta del evaporador

V_l = Volumen del líquido dentro del termosifón antes de calentar

A = Área de la sección Transversal; $\pi D^2/4$

l_e = Longitud del evaporador

Se recomienda que en un tubo vertical, F debe de ser aproximadamente 50% del volumen del evaporador, además que se cumpla la siguiente expresión:

$$V_l = 0.001D(l_e + l_a + l_c) \quad (19)$$

Donde:

V_l = Volumen del líquido dentro del termosifón antes de calentar

l_e = Longitud del evaporador

l_a = Longitud de la sección adiabática

l_c = Longitud del condensador

Esto se debe que cumplir ya que podría superar el límite de secado como se mencionó anteriormente y afectar la transferencia de calor.

4.2 Resistencia térmica total

Al operar por debajo de su máxima tasa de transferencia de calor (\dot{Q}_{max}), el rendimiento de un termosifón bifásico cerrado puede ser caracterizado por una resistencia térmica total "z" la cual se definirá más adelante. La tasa real de transferencia de calor \dot{Q} y la diferencia de temperatura efectiva entre la fuente de calor y el disipador de calor ($\Delta T = T_{so} - T_{si} - \Delta T_h$), se pueden relacionar mediante:

$$\dot{Q} = \Delta T/z \quad (20)$$

Donde:

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

ΔT = Diferencia efectiva de temperatura global

z = Resistencia térmica

4.3 Red de resistencias

La resistencia térmica total se puede representar por una red de resistencias térmica z_1 a z_{10} como se muestra en la Figura 14.

Las resistencias térmicas en una forma idealizada se pueden definir de la siguiente manera:

La resistencia térmica z_1 y z_9 , la cuales están entre la fuente de calor y la superficie exterior del evaporador y entre la superficie externa del condensador y el calor del vapor, respectivamente. Estas resistencias son dadas por:

$$z_1 = \frac{1}{(h_{eo}S_{eo})} \quad (21)$$

$$z_9 = \frac{1}{(h_{co}S_{co})} \quad (22)$$

Donde:

h_{eo} = Coeficiente de transferencia de calor del evaporador en la sección exterior

h_{co} = Coeficiente de transferencia de calor del condensador en la sección exterior

S_{eo} = Área superficial exterior del evaporador

S_{co} = Área superficial exterior del condensador

En algunos casos la temperatura de uno o ambos lados de las superficies externas de evaporador y el condensador puede ser conocido o el flujo de calor en una de estas superficies se puede deducir. Por lo que en estos casos, z_1 o z_9 no necesariamente deben de ser calculados.

Las resistencias térmicas en todo el espesor de la pared (evaporador z_2 y condensador z_8), para un tubo de espesor de pared t_x , estas resistencias están dadas por las ecuaciones:

$$z_2 = \frac{\ln(D_o/D)}{2\pi l_e \lambda_x} \quad (23)$$

$$z_8 = \frac{\ln(D_o/D)}{2\pi l_c \lambda_x} \quad (24)$$

Donde:

D_o = Diámetro Exterior

D = Diámetro Interno

l_e = Longitud del evaporador

l_c = Longitud del condensador

λ_x = Calor latente de vaporización en la dirección x

Las resistencias térmicas internas de la ebullición y condensación de líquido en un termosifón, están en función de las propiedades de los fluidos, dimensión y la de tasa de transferencia de calor. Un método de estimación de estas resistencias se puede dar mediante las ecuaciones:

$$Z_7 = \frac{C\dot{Q}^{1/3}}{D^{4/3}g^{1/3}l_c\Phi_2^{4/3}} \quad (25)$$

$$Z_{3f} = \frac{C\dot{Q}^{1/3}}{D^{4/3}g^{1/3}l_e\Phi_2^{4/3}} \quad (26)$$

Donde:

$C =$ Constante

$\dot{Q} =$ Tasa de transferencia de calor

$D =$ Diámetro Interno

$g =$ Aceleración de la gravedad local

$l_c =$ Longitud del condensador

$l_e =$ Longitud del evaporador

$\Phi_2 =$ Factor de calidad para condensación

Las resistencias térmicas z_4 y z_6 , que se produce en la interfase vapor-líquido en el evaporador y el condensador, se pueden despreciar dado que los coeficientes convectivos en dicha interface son muy altos, por lo que dichas resistencias son excesivamente pequeñas.

La resistencia térmica z_5 efectiva debido a la caída de presión del vapor que fluye del evaporador al condensador. Como resultado de esta caída de presión, se genera una caída en la temperatura de saturación (que controla la velocidad de condensación). Por lo tanto z_5 es la caída de temperatura de saturación entre el evaporador y el condensador dividido por la tasa de transferencia de calor.

La resistencia térmica axial de la pared del termosifón. Así como la transferencia de calor a través de su espesor y la pared que conduce el calor axialmente se da aproximadamente por:

$$z_{10} = \frac{(0.5l_e + l_a + 0.5l_c)}{(A_x\lambda_x)} \quad (27)$$

Una forma de descartar la resistencia térmica z_{10} es mediante la ecuación siguiente:

$$\frac{z_{10}}{z_2 + z_3 + z_5 + z_7 + z_8} > 20 \quad (28)$$

Por lo que la red de resistencias puede simplificarse a la siguiente expresión:

$$z = z_1 + z_2 + z_3 + z_5 + z_7 + z_8 + z_9 \quad (29)$$

De lo contrario:

$$z = z_1 + \left(\frac{1}{z_2 + z_3 + z_5 + z_7 + z_8} + \frac{1}{z_{10}} \right)^{-1} + z_9 \quad (30)$$

4.4 Condiciones de frontera

Se pueden definir cuatro condiciones de frontera:

1. Se especifica la velocidad de transferencia de calor ($T_{eo} - T_{co}$) y se requiere para estimar la diferencia de temperatura a través del termosifón, para asegurar que esto es pequeño comparado con la diferencia de temperatura total. También se debe dar una temperatura para que se pueda calcular la temperatura del vapor.
2. Se especifican las temperaturas de la superficie exterior del condensador (T_{co}) y del disipador térmico (T_{si}), se requiere estimar la velocidad de transferencia de calor (\dot{Q}) y la temperatura requerida en la fuente de calor (T_{so}). Esto se aplica al calentamiento de un líquido cuando hay un límite a la temperatura de la superficie de calentamiento.
3. Se especifican las temperaturas de la superficie externa del evaporador (T_{eo}) y de la fuente de calor (T_{so}), se requiere estimar la velocidad de transferencia de calor (\dot{Q}) y la temperatura requerida en el disipador de calor (T_{si}). Esto se aplica al enfriamiento de un gas o líquido cuando la temperatura de la superficie de enfriamiento no debe caer por debajo de un mínimo especificado.
4. Se dan las temperaturas de la fuente de calor (T_{so}) y del disipador de calor (T_{si}), por lo que se requiere estimar la tasa de transferencia de calor (\dot{Q}).

La temperatura superficial exterior del termosifón en la fuente de calor está dado por:

$$T_{eo} = T_{so} + \frac{z_1}{z} \Delta T \quad (31)$$

Donde:

T_{eo} = Temperatura del evaporador en la superficie exterior

T_{so} = Temperatura de la fuente de calor

z_1 = Resistencia térmica externa del evaporador

z = Resistencia térmica total

ΔT = Diferencia de temperatura efectiva entre la fuente de calor y el disipador de calor

La temperatura superficial exterior del termosifón en el refrigerante está dada por:

$$T_{co} = T_{si} + \frac{z_9}{z} \Delta T \quad (32)$$

Donde:

T_{co} = Temperatura del condensador en la superficie exterior

T_{si} = Temperatura del dissipador de calor

z_9 = Resistencia térmica externa del condensador

z = Resistencia térmica total

ΔT = Diferencia de temperatura efectiva entre la fuente de calor y el dissipador de calor

Si la conducción axial y caída de presión de vapor son insignificantes, la temperatura del vapor estará dada por:

$$T_v = T_{si} + \frac{(z_7 + z_8 + z_9)}{z} \Delta T \quad (33)$$

Donde:

T_{si} = Temperatura del dissipador de calor

z_7 = Resistencia térmica externa del condensador

z_8 = Resistencia térmica externa del condensador

z_9 = Resistencia térmica externa del condensador

z = Resistencia térmica total

ΔT = Diferencia de temperatura efectiva entre la fuente de calor y el dissipador de calor

Si la caída de presión en el vapor es significativa, la ecuación anterior solo representaría la temperatura del vapor en el condensador (T_{vc}). Por lo que la temperatura del vapor en el evaporador será:

$$T_{ve} = T_{vc} + z_5 \dot{Q} \quad (34)$$

Donde:

T_{ve} = Temperatura en el evaporador

T_{vc} = Temperatura del vapor en el condensador

z_5 = Resistencia térmica debido a la caída de presión del vapor

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

4.5 Resistencias térmicas internas

Resistencia interna con tubos verticales lisos

La resistencia térmica de una película de condensado que desciende por una superficie lisa se puede calcular a partir de la teoría de Nusselt de la condensación cinemática. Para un tubo vertical

$$Z_7 = \frac{C \dot{Q}^{1/3}}{D^{4/3} g^{1/3} l_c \Phi_2^{4/3}} \quad (35)$$

Donde:

$C = \text{Constante}$

$\dot{Q} = \text{Tasa de transferencia de calor}$

$D = \text{Diámetro Interno}$

$g = \text{Aceleración de la gravedad local}$

$l_c = \text{Longitud del condensador}$

$\Phi_2 = \text{Factor de calidad para condensación}$

Donde $C = (1/4)(3/\pi)^{4/3} = 0.235$ y Φ_2 es un grupo de propiedades termofísicas llamadas "factor de calidad".

Mediante un experimento el cual fue llenado todo el volumen del evaporador con líquido para que todo el evaporador funcione desde la superficie de la película líquida formada por el condensador. Una extensión de la teoría de la película muestra que la resistencia interna, bajo estas condiciones idealizadas, es la misma en una película de evaporación que en una película de condensado. Así:

$$Z_{3f} = \frac{C \dot{Q}^{1/3}}{D^{4/3} g^{1/3} l_e \Phi_2^{4/3}} \quad (36)$$

Donde:

$C = \text{Constante}$

$\dot{Q} = \text{Tasa de transferencia de calor}$

$D = \text{Diámetro Interno}$

$g = \text{Aceleración de la gravedad local}$

$l_c = \text{Longitud del condensador}$

$l_e = \text{Longitud del evaporador}$

$\Phi_2 = \text{Factor de calidad para condensación}$

En la práctica, a menudo es difícil establecer una película líquida suave sobre la superficie interior del tubo. Las observaciones visuales de las ondulaciones que se desarrollan en la película líquida en el condensador son descritas por Peterson [1], y las observaciones visuales del flujo de película en el evaporador se dividen en una serie de corrientes con huecos secos intermedios. Por el contrario, la resistencia térmica se reduce por la formación de ondas en la superficie de una película. Una serie de experimentos sobre termosifones muestra que la resistencia térmica puede ser sensiblemente mayor

que la dada por la ecuación anterior cuando el número de Reynolds de la película líquida es menor que 50 en la sección adiabática, esto es dado por:

$$Re_f = \frac{4\dot{Q}}{\lambda\mu\pi D} \quad (37)$$

Donde:

Re_f = Reynolds de la película líquida en la sección adiabática

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

D = Diámetro Interno

μ = viscosidad dinámica del líquido

l = Longitud de la sección adiabática

λ = calor latente de vaporización

El hecho de que a bajos valores de Re, la resistencia térmica real pueda ser considerablemente mayor que la teórica es presumiblemente debido a un mojado incompleto de la superficie calentada. Además se sobreestima la resistencia térmica en la condensación cuando se tienen valores de $100 < Re < 300$. A mayores números de Reynolds hay una caída apreciable en la resistencia térmica debida a las ondas que se forman en la película.

Se puede describir la resistencia térmica en la ebullición nucleada en el volumen inundado en un termosifón bifásico con la siguiente correlación:

$$z_{3p} = \frac{1}{\Phi_3 g^{0.2} \dot{Q}^{0.4} (\pi D l_e)^{0.6}} \quad (38)$$

Donde:

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

D = Diámetro Interno

g = Aceleración de la gravedad local

l_e = Longitud del evaporador

Φ_3 = Factor de calidad para la ebullición nucleada

$$\Phi_3 = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} c_{pl}^{0.7}}{\rho_v^{0.25} \dot{Q}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left[\frac{P_v}{P_{atm}} \right]^{0.23} \quad (39)$$

Donde:

c_{pl} = Capacidad Térmica Específica

ρ_l = Densidad del líquido

ρ_v = Densidad del vapor

P_v = Presión del vapor

P_{atm} = Presión atmosférica

λ_l = Calor latente de vaporización

μ_l = viscosidad dinámica del líquido

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

Las propiedades físicas se evalúan a la temperatura de ebullición atmosférica. La ecuación anterior aplica cuando $0.03 < \frac{P_v}{P_{atm}} < 2$.

Debe observarse que las resistencias calculadas por la ecuación z_{3p} son a menudo mucho más altas que las estimadas a partir de las expresiones más ampliamente utilizadas para la ebullición nucleada.

El método recomendado para el cálculo de un valor aproximado de la resistencia térmica interna de un termosifón con una pared interior lisa, sin mecha y situada en posición vertical [24], es mediante los pasos son los siguientes.

- 1) Calcular z_7
- 2) Calcular z_{3f}
- 3) Calcular Re_f . Si $50 < Re_f < 1300$, el método de cálculo es aplicable; Si $Re_f < 50$, el método es susceptible de subestimar la resistencia térmica. Si $Re_f > 1300$ se debe aplicar el factor de corrección para la turbulencia.
- 4) Calcular z_{3p}
- 5) Si $z_{3p} < z_{3f}$ poner $z_3 = z_{3p}$, de otro modo calcular el valor medio de la resistencia del evaporador, z_3 , por interpolación:

$$z_3 = z_{3p}F + z_{3f}(1 - F) \quad (40)$$

Donde:

z_{3p} = Resistencia térmica causada por la ebullición nucleada.

z_{3f} = Resistencia interna debida a la película de evaporación.

F = Porcentaje de llenado.

Se supone que en de la ecuación anterior el nivel del líquido donde hay ebullición nucleada no cambia a medida que aumenta la velocidad de transferencia de calor, en otras palabras, la película que cae del líquido de evaporación no es perturbada significativamente por las gotas del líquido hirviendo lanzadas contra ella. Sin embargo, a altas velocidades de transferencia de calor la película que cae se vuelve tan gruesa que la región de la ebullición nucleada se extiende hasta la parte superior del evaporador.

Diferencia de temperatura debida a la caída hidrostática.

Cuando se trabaja a baja presión es esencial permitir el cambio de temperatura debido a la caída hidrostática del líquido en el evaporador de un termosifón vertical. Se ha encontrado que el cambio del nivel en el líquido del evaporador como resultado de la ebullición tuvo un efecto insignificante sobre la presión en el fondo de la piscina. Así, la presión en el fondo del evaporador es:

$$P_p = P_v + P_l g F l_e \sin \beta \quad (41)$$

Donde:

P_p = Presión en el fondo

P_v = Presión del vapor

P_l = Presión del líquido

l_e = Longitud del evaporador
 g = Aceleración de la gravedad local
 F = Porcentaje del líquido cubierto del evaporador
 $\sin \beta$ = Ángulo de inclinación del termosifón

La temperatura de saturación en el fondo del evaporador P_p , se puede encontrar a partir de los datos termodinámicos para el fluido de trabajo como la correspondiente a una presión de saturación de P_p .

Por simplicidad se puede suponer que la temperatura del fluido en el evaporador es igual a T_v por encima del nivel de líquido estático y aumenta linealmente con profundidad por debajo de este nivel. Así, la temperatura media del fluido en el evaporador es:

$$T_{me} = T_v(1 - F) + \frac{T_v + T_p}{2} F \quad (42)$$

Donde:

T_{me} = Temperatura media del evaporador
 T_v = Temperatura del vapor
 P_p = Temperatura de la ebullición nucleada
 F = Porcentaje del líquido cubierto del evaporador

La diferencia de temperatura media debida a la caída hidrostática se da entonces como:

$$\Delta T_h = T_{me} - T_v = \frac{T_v + T_p}{2} F \quad (43)$$

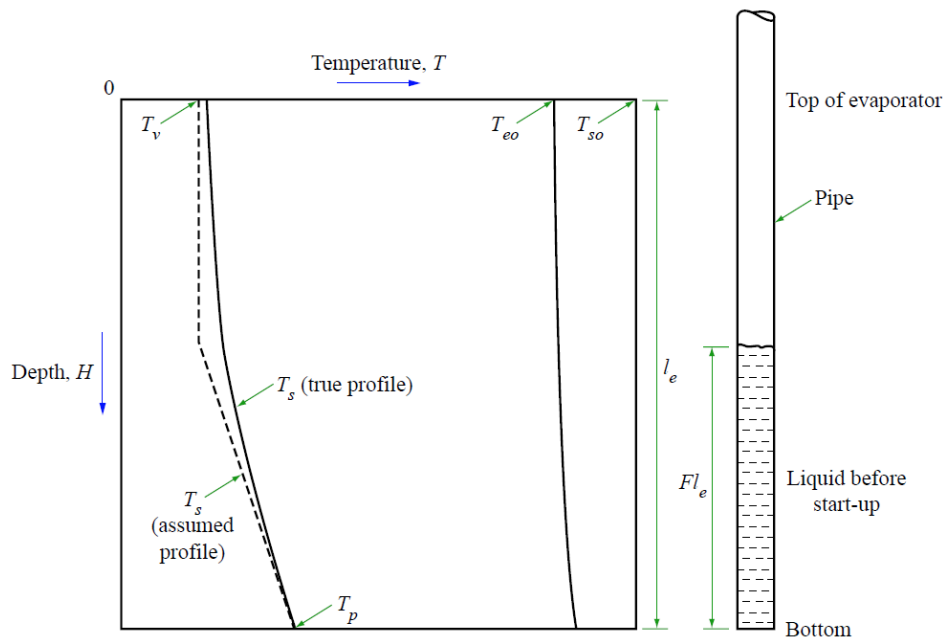


Figura 17. Temperas en el evaporador

Si no se dispone de datos termodinámicos para el fluido de trabajo, la velocidad con que aumenta la temperatura de saturación con la profundidad se puede determinar combinando la ecuación para calcular la presión en el fondo del termosifón con la ecuación de Clausius-Clapeyron, lo que nos resulta como se muestra a continuación:

$$\frac{dT_s}{dH} = \frac{T_s g}{L} \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right] \quad (44)$$

Si la variación de propiedades con profundidad es despreciable, la temperatura en el fondo del termosifón es:

$$T_p = T_v + \frac{dT_s}{dH} l_e F \quad (45)$$

Resistencia interna para tuberías lisas inclinadas

La inclinación de la tubería reduce la resistencia térmica de la película de condensación (z_7), pero puede aumentar la resistencia térmica del evaporador (z_3) debido a un humedecimiento inadecuado de la parte superior de la tubería.

La resistencia térmica de una película de condensado en un tubo horizontal se puede calcular a partir de la teoría de Nusselt de la condensación cinemática [1] [2]. Por lo tanto:

$$z_7 = \frac{0.335 \dot{Q}^{1/3}}{D g^{1/3} l_c^{4/3} \Phi_2^{4/3}} \quad (46)$$

Donde:

Z_7 = Resistencia térmica de una película de condensado

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

D = Diámetro Interno

g = Aceleración de la gravedad local

l_c = Longitud del condensador

Φ_2 = Factor de calidad para condensación

Cambiar el ángulo no altera significativamente la resistencia interna para ángulos de hasta 10° respecto a la horizontal. Por lo tanto, se sugiere provisionalmente que la resistencia térmica interna de un termosifón inclinado se estimará a partir de las ecuaciones z_{3p} y z_7 , siempre que el llenado del líquido sea superior al 60%.

Efecto de la turbulencia en la resistencia interna

Para $Re_f > 1300$ se recomienda la siguiente ecuación:

$$z_7(Re_f > 1300) = \left(\frac{C \dot{Q}^{1/3}}{D^{4/3} g^{1/3} l_c \Phi_2^{4/3}} \right) (191) (Re_f)^{-0.733} \quad (47)$$

Donde:

Z_7 = Resistencia térmica de una película de condensado

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

D = Diámetro Interno

g = Aceleración de la gravedad local

l_c = Longitud del condensador

Φ_2 = Factor de calidad para condensación

Re_f = Número de Reynolds de la película líquida en la sección adiabática

Efecto de la rugosidad sobre la resistencia interna

Los métodos para predecir la resistencia interna de un termosifón dado anteriormente son para tuberías lisas. Se sabe que las superficies artificialmente rugosas proporcionan coeficientes de transferencia de calor mejorados en la ebullición nucleada a pequeñas diferencias de temperatura. También se sabe que se puede conseguir una mejora de dos o tres veces en el coeficiente de transferencia de calor en la condensación dentro de tuberías verticales cortando ranuras verticales por la superficie.

Tasa máxima de transferencia de calor

A medida que aumenta la diferencia de temperatura a través de un tubo de calor o de un termosifón, la velocidad global de transferencia de calor aumenta hasta que se alcanza un máximo. Esto puede deberse a una crisis de ebullición dado por un gran aumento en z_3 , esto puede ser debido a una caída excesiva de la presión de vapor (un gran aumento en z_5) o puede deberse a una falla en el suministro de líquido a la superficie calentada.

Límite de la presión del vapor

Al operar un tubo de calor o un termosifón a una presión sustancialmente inferior a la atmosférica, la caída de presión del vapor puede ser significativa en comparación con la presión en el evaporador. Un método para estimar el límite de presión de vapor se da (para flujo laminar de vapor).

El límite de presión de vapor puede ser una restricción severa a la transferencia de calor a las temperaturas de funcionamiento más bajas y gradientes de temperatura axiales apreciables pueden ocurrir cuando se aproxima el límite. Por lo tanto, los tubos de calor son casi siempre diseñados para funcionar bien lejos de este límite. Siempre que se cumpla que $\Delta P_v/P_v < 0.1$, no se encontrará el límite de presión de vapor. Sin embargo, el límite puede ser importante durante el arranque.

La velocidad de transferencia de calor global máximo se puede calcular a partir de la siguiente ecuación teórica:

$$\dot{Q}_{max} = \frac{A_v D_v^2 \lambda P_v \rho_v}{64 \mu_v l_{eff}} \quad (48)$$

Donde:

\dot{Q}_{max} = Tasa de transferencia de calor máxima

A_v = Área de la sección Transversal del evaporador

λ = calor latente de vaporización

D_v = Diámetro Interno en el evaporador

λ = calor latente de vaporización

ρ_v = Densidad del vapor

P_v = Presión del vapor

μ_v = Viscosidad dinámica del vapor

l_{eff} = Longitud efectiva

$$l_{eff} = \frac{l_e}{2} + l_a + \frac{l_c}{2}$$

Límite Sónico

A bajas presiones de funcionamiento, la velocidad del vapor puede ser apreciable en comparación con la velocidad sónica en el vapor. A partir de esto se sigue aproximadamente que el flujo de masa de vapor axial máximo $\frac{\dot{Q}_{max}}{A\lambda}$, viene dado por:

$$\frac{\dot{Q}_{max}}{A\lambda} = 0.5(P_v\rho_v)^{0.5} \quad (49)$$

Donde:

\dot{Q} = Tasa de transferencia de calor

A = Área de la sección Transversal

λ = calor latente de vaporización

Se espera que esta fórmula se aplique independientemente de la orientación. Si la temperatura normal de trabajo es muy superior a la atmosférica, el límite sónico puede aplicarse en condiciones de arranque, cuando el fluido de trabajo está a la temperatura ambiente y por lo tanto los valores de P_v y ρ_v son mucho menores que en condiciones de funcionamiento; Esto puede ralentizar el procedimiento de arranque. Por ejemplo, el límite sónico de \dot{Q}/A para el agua a 20 °C es 7,8 MW / m², mientras que a 100 ° C es 277 MW / m².

El límite sónico se puede encontrar usando la Ecuación siguiente; la cual se deriva de modelos unidimensionales[2].

$$\dot{Q}_{max} = 0.474\lambda A_v \sqrt{P_v\rho_v} \quad (50)$$

Donde:

\dot{Q}_{max} = Tasa de transferencia de calor maxima

ρ_v = Densidad del vapor

P_v = Presión del vapor

λ = calor latente de vaporización

Límite de secado

El límite de secado es alcanzado en un termosifón bifásico cerrado en la parte inferior del evaporador cuando el volumen de fluido de trabajo es muy pequeño y el flujo de calor radial es relativamente pequeño. En esta situación el fluido condensado viaja hacia la zona de evaporación pero entre más se acerca a la parte inferior de ésta, el espesor de la película del condensado se aproxima a cero, por lo tanto no habrá un pozo líquido en la parte inferior de la zona de evaporación. Si el flujo de calor aumenta en el evaporador, el secado en la parte inferior será inminente y el tamaño de la zona seca incrementara con la entrada de calor. Desde la zona seca la temperatura de la pared incrementa constantemente, lo cual puede producir un sobrecalentamiento. Cohen y Barley (1955), Strel'tsov (1975) y Andros y Florschuetz (1976) desarrollaron relaciones entre el volumen del fluido y flujo de calor de secado para pequeños tipos de volúmenes. Shiraishi comparó el modelo de Cohen y Bayley con sus datos experimentales del secado de un termosifón, estos experimentos se realizaron para dos termosifones con contenedor de vidrio y R113 como fluido de trabajo. Los termosifones fueron calentados en un baño de aceite para efectos de visualización. Un resorte helicoidal fue ubicado dentro del termosifón para mantener la película de líquido que caía uniformemente a través de la sección del evaporador. A continuación se presenta la ecuación que permite calcular el flujo de calor máximo antes de alcanzar el límite de secado, la cual es una adaptación al modelo de Cohen y Bayley presentado por Faghri, donde todas sus zonas tienen el mismo diámetro.

$$\frac{\dot{Q}_{max}}{A} = \left(\frac{gh_{fg}\rho_l^2\rho_v^4 \sqrt{\frac{\sigma g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2}}}{3\mu l_e^4 \sqrt{\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)}} \right) \left(\frac{V_T}{\pi D_v} \right)^3 \left(\frac{(V_l \rho_l) - (V_T \rho_v)}{V_l (\rho_l - \rho_v)} \right)^3 \quad (51)$$

Donde:

\dot{Q}_{max} = Tasa de transferencia de calor maxima

A = Área de la sección Transversal

λ = calor latente de vaporización

h_{fg} = Entalpia de vaporización

g = Aceleración de la gravedad local

ρ_v = Densidad del vapor

ρ_l = Densidad del fluido

σ = Tensión superficial

μ = Viscosidad dinámica del vapor

l_e = Longitud del evaporador

l_c = Longitud del condensador

l_a = Longitud de la zona adiabatica

D_v = Diámetro Interno en el evaporador

V_l = Volumen del líquido antes de calentar

V_T = Volumen total del termosifón

Límite de arrastre

Hay dos importantes correlaciones semiempíricas para predecir el límite de inundación en sistemas abiertos de dos fases, la primera es la correlación de Wallis (1969), la cual se caracterizó por un balance entre las fuerzas inerciales e hidrostáticas y la segunda es la de Kutataladze [9], en el cual la inercia y las fuerzas superficiales de tensión son balanceadas. La correlación de Wallis está basada en los resultados de un experimento de canal abierto agua-gas. Dos coeficientes en esta correlación deben ser determinados por experimentación, porque dependen del diseño del tubo. El defecto de la correlación de Wallis, es el no tener en cuenta el efecto de la tensión superficial. La tensión superficial es de gran importancia en las características hidrodinámicas y de transferencia de calor de sistemas liquido-gas. Físicamente incrementar la tensión superficial significa que una mayor diferencia de presión puede ser sostenida sin formación de olas. En la correlación de Kutateladze, el efecto del diámetro de los tubos no está incluido. Para tubos pequeños, el diámetro del flujo de vapor pasa a jugar un papel muy importante en las características de inundación [5].

En 1989 Faghri presenta una mejora a las correlaciones semiempíricas existentes, al incluir el efecto de la tensión superficial, el diámetro del tubo y las propiedades del fluido de trabajo. Esta es la correlación más general para determinar el límite de arrastre en termosifones.

El modelo de cálculo utilizado en (FAGHRI, 1995), el cual es una combinación de las correlaciones desarrolladas por Tien y Chung (1978) e Imura (1973) se presenta a continuación:

$$\dot{Q}_{max} = Kh_{fg}A[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} [\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4}]^{-2} \quad (52)$$

Donde:

\dot{Q}_{max} = Tasa de transferencia de calor maxima

K = número de Kutateladze

A = Área de la sección Transversal

h_{fg} = Entalpia de vaporización

g = Aceleración de la gravedad local

ρ_v = Densidad del vapor

ρ_l = Densidad del fluido

σ = Tensión superficial

El número de Kutateladze (K) [40] en función del número de Bond (Bo), el cual es un balance entre la cabeza dinámica, tensión superficial y la fuerza de gravedad,

$$K = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.14} \tanh^2 Bo^{1/4} \quad (53)$$

Donde:

K = número de Kutateladze

ρ_v = Densidad del vapor

ρ_l = Densidad del fluido

Bo = número de Bond

La ecuación siguiente nos permite calcular el número de Bond (Bo) [Incropera], siendo L la longitud característica para la superficie de interés:

$$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D_v^2}{\sigma} \quad (54)$$

Donde:

Bo = número de Bond

g = Aceleración de la gravedad local

ρ_v = Densidad del vapor

ρ_l = Densidad del fluido

σ = Tensión superficial

D_v = Diámetro Interno en el evaporador

Límite de ebullición

El límite de ebullición se produce cuando se forma una película estable de vapor entre el líquido y la pared calentada del evaporador. Esto da el máximo flujo de calor como:

$$\frac{\dot{Q}_{max}}{S_e} = 0.12\lambda(\rho_v)^{0.5}[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (55)$$

Donde:

\dot{Q}_{max} = Tasa de transferencia de calor máxima

S_e = Superficie interna del evaporador

g = Aceleración de la gravedad local

ρ_v = Densidad del vapor

ρ_l = Densidad del fluido

σ = Tensión superficial

Otra forma de calcular este límite la propusieron Bezrodnyi et al. (1976), Gorbis y Savchenkov (1976) mediante una correlación empírica para el máximo flujo de calor radial al cual comienza el límite de ebullición para un termosifón bifásico cerrado.

$$\frac{q_{max}}{q_{max,\infty}} = C^2 \left[0.4 + 0.012R \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \right]^2 \quad (56)$$

Donde:

q_{max} = Flujo de calor radial

$q_{max,\infty}$ = Flujo de calor para ebullición del líquido

C = Coeficiente

g = Aceleración de la gravedad local

ρ_v = Densidad del vapor

ρ_l = Densidad del fluido

σ = Tensión superficial

$$q_{max,\infty} = 0.142(\sqrt{\rho_v})[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (57)$$

Donde:

g = Aceleración de la gravedad local

ρ_v = Densidad del vapor

ρ_l = Densidad del fluido

σ = Tensión superficial

La ecuación anterior representa el flujo de calor para la ebullición de un líquido [Faghri], el coeficiente C se muestra a continuación:

$$C = A_1 \left(\frac{D}{l_c}\right)^{-0.44} \left(\frac{D}{l_e}\right)^{0.55} \left(\frac{V_l}{V_T}\right)^n \quad (58)$$

Coeficientes A_1 y n para determinar el coeficiente C:

A_1	n	V_l/V_T
0.538	0.13	Menor o igual que 0.35
3.54	-0.37	Mayor que 0.35

Donde:

A_1 y n = Coeficientes para determinar C

λ = calor latente de vaporización

l_e = Longitud del evaporador

l_c = Longitud del condensador

D = Diámetro Interno del termosifón

V_l = Volumen del líquido antes de calentar

V_T = Volumen total del termosifón

La anterior correlación fue basada en un ángulo de inclinación entre 0° y 86°; para una proporción de llenado entre $0.029 < V < 0.60$, en ausencia de gases no condensables. Los fluidos de trabajo fueron agua, metanol, R113 [40].

Límite de flujo a contracorriente

Incluso cuando hay suficiente líquido presente en el termosifón para evitar el secado, la tasa global de transferencia de calor está sujeta a otro límite; Esto ocurre cuando la velocidad de arrastre del líquido por el vapor evita el flujo descendente de líquido (a veces conocido como "inundación" o "límite de arrastre").

La correlación para el flujo máximo de masa axial de vapor es:

$$\frac{\dot{Q}_{max}}{AL} = f_1 f_2 f_3 (\rho_v)^{0.5} [\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (59)$$

Donde f_1 es una función del número de Bond, que se define como:

$$Bo = D \left(\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{0.5} \quad (60)$$

El factor f_2 es una función del parámetro de presión adimensional K_p , que se define como:

$$K_p = \frac{P_v}{(g\sigma(\rho_l - \rho_v))^{0.5}}$$

$$f_2 = K_p^{-0.17} \text{ si } K_p \leq 4 \times 10^4 \quad (61)$$

$$f_2 = 0.165 \text{ si } K_p > 4 \times 10^4$$

El factor f_3 es una función de la inclinación del tubo. Cuando la tubería es vertical $f_3 = 1$, cuando la tubería está inclinada, el valor de f_3 puede leerse en la figura [XX], donde está representado f_3 frente a β , el ángulo de inclinación respecto a la horizontal, para diversos valores del número Bond. El producto $f_1 f_2 f_3$ es a veces llamado el "número de Kutateladze".

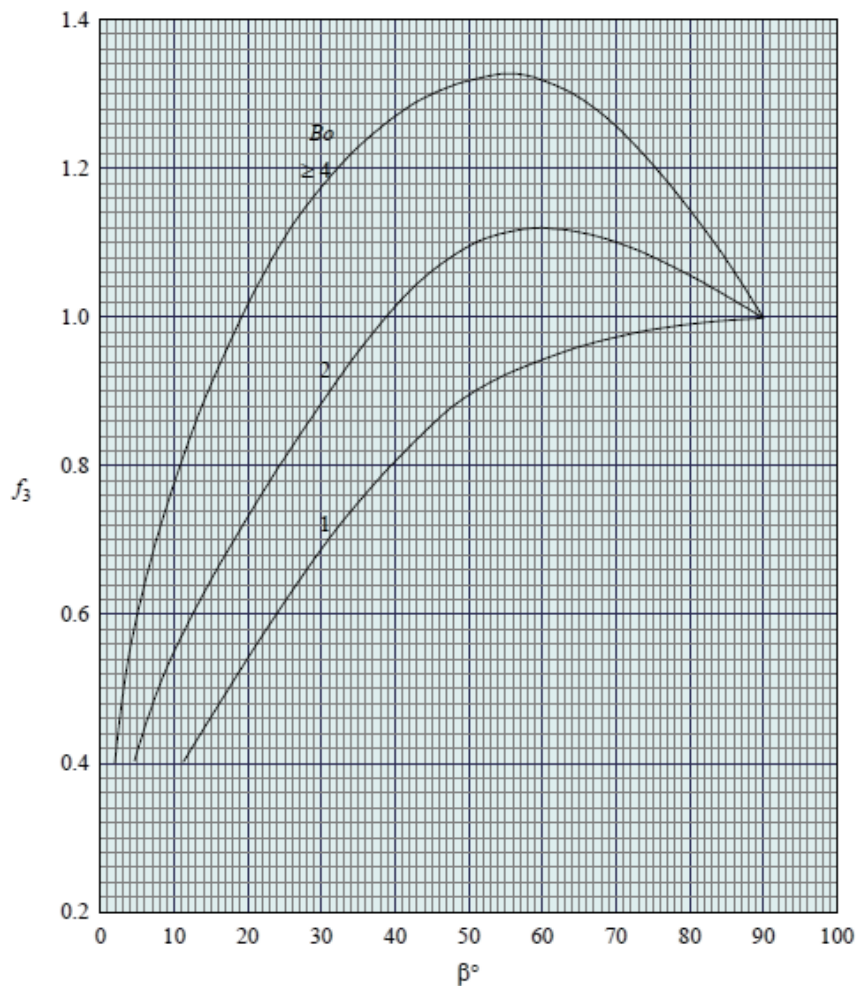


Figura 18. Factor f_3 es una función de la inclinación del tubo

Capítulo 5. Metodología de análisis

Para determinar el rendimiento térmico en un termosifón se cuenta con una secuencia de ecuaciones descritas en el capítulo 4, las cuales dependen tanto de propiedades físicas del fluido de trabajo como de los materiales de construcción.

A partir de datos experimentales obtenidos de la literatura abierta [41] y con base a la secuencia de ecuaciones se va a reproducir dicho trabajo experimental, para obtener el rendimiento térmico, mediante la variación de las potencias eléctricas en el evaporador y los caudales en el condensador, además del ángulo de inclinación y dejando fija las dimensiones del termosifón.

El primer paso es determinar las resistencias externas mediante los coeficientes convectivos de los fluidos externos tanto del lado del evaporador como del condensador, como se puede observar en la siguiente tabla.

$$Z_1 = 0 \frac{K}{W}$$

$$Z_9 = 0.2608 \frac{K}{W}$$

$$h_{eo} = 0 \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_{co} = 147.02 \frac{W}{m^2 K}$$

$$S_{eo} = 0.0269 m^2$$

$$S_{eo} = 0.0269 m^2$$

Donde:

h_{eo} → Coeficiente convectivo exterior del evaporador.

h_{co} → Coeficiente convectivo exterior del condensador.

S_{co} → Superficie exterior del condensador.

h_{eo} → Superficie exterior del evaporador.

El segundo paso es determinar las resistencias en la pared del termosifón, para después obtener una resistencia total, la cual es la suma de las anteriores.

$$Z_2 = 5.113 \times 10^{-5} \frac{K}{W}$$

$$Z_8 = 5.1132 \times 10^{-5} \frac{K}{W}$$

$$k_{material} = 385.2 \frac{W}{m K}$$

$$L_c = 0.45 m$$

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_8 + Z_9 = 0.2609 \frac{K}{W}$$

Donde:

$k_{material}$ = Conductividad termica del material

L_c = Longitud del condensador

El tercer paso es calcular la temperatura del condensador a partir de la resistencia térmica total calculada en el paso anterior.

$$T_v = 86.01 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{material}} = 385.2 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

$$L_c = 0.45 \text{ m}$$

$$T_{si} = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{so} = 86.03$$

$$\Delta T = T_{so} - T_{si} = 51.03$$

Donde:

$$T_v = T_{si} + \frac{(Z_7 + Z_8 + Z_9)}{Z} \Delta T$$

T_{si} → Temperatura del fluido refrigerante

T_{so} → Temperatura del fluido caliente o fuente de calor

$$\Delta T = T_{so} - T_{si}$$

En el cuarto paso se obtienen las propiedades termodinámicas del vapor saturado y del líquido comprimido mediante la temperatura de vapor del paso tres, ya que estas dependen de los fluidos que se quieren enfriar y/o calentar. En la siguiente tabla se muestra un resumen para un termosifón con una potencia eléctrica de 200 W entrada en el evaporador y 10 L/hr para el condensador.

$T_v =$	86.02	°C	$T_l =$	86.02	°C	$g =$	9.81	m/s ²
$P_v =$	60.10	kPa	$P_l =$	60.09	kPa	$\beta =$	90	°
$\rho_v =$	0.37	kg/m ³	$\rho_l =$	967.87	kg/m ³	$P_{\text{ATM}} =$	101.32	kPa
$u =$	2.73	m ³ /kg	$u =$	1.03E-3	m ³ /kg	$C =$	4.21	kJ/kg °C
$v =$	2489.67	kJ/kg	$v =$	360.09	kJ/kg			
$h =$	2653.61	kJ/kg	$h =$	360.15	kJ/kg			
$s =$	7.53	kJ/kg K	$s =$	1.15	kJ/kg K			
$x =$	1		$x =$	0		$P_{\text{ele_evap}} =$	200	W
$\mu_v =$	12.44E-6	Pa*s	$\mu_l =$	329.79E-6	Pa*s	$Z_{\text{elec}} =$	1.03	
k_v	0.026	W/m °C	k_l	0.67	W/m °C			
$h_{fg} = \lambda_v =$	2293.46	kJ/kg	$\sigma =$	0.06	N/m	Tensión Superficial		
$\nu_v =$	3.39E-05	m ² /s	$\nu_l =$	3.41E-07	m ² /s			

Paso 5 se procede a calcular el Factor de calidad para la condensación.

$$\Phi_2 = \left(\frac{L \cdot k_l^3 \cdot \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{0.25} = 6672.05$$

Sexto paso se obtiene la presión en el fondo, para poder determinar la temperatura en el fondo del pozo por medio de tablas termodinámicas.

$$P_p = P_v + \rho_l \cdot g \cdot F \cdot l_l \cdot \sin \beta = 61589.47 \text{ Pa}$$

$$T_p = 86.65^\circ\text{C}$$

La temperatura en el fondo del pozo también se puede obtener mediante la siguiente expresión, se puede calcular la temperatura de ebullición con respecto a la profundidad.

$$\frac{dT_s}{dH} = \frac{T_s \cdot g}{L} \cdot \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right] = 4.06 \text{ K/m}$$

$$T_p = T_v + \frac{dT_s}{dH} \cdot l_e \cdot F = 86.66$$

El séptimo paso es calcular la temperatura media debido a la carga hidrostática.

$$T_{me} = T_v(1 - F) + \left(\frac{T_v + T_p}{2} F \right) = 86.13^\circ\text{C}$$

El octavo paso es determinar la temperatura efectiva global.

$$\Delta T = T_{so} - T_{si} - \Delta T_h = 50.91^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_h = T_{me} - T_v = \frac{T_p - T_v}{2} F = 0.1125$$

En el noveno paso se calcula la transferencia de calor.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{Z} = 195.13 \text{ W}$$

Ahora se procede a calcular las resistencias térmicas debidas a las películas formadas en la pared interna en el termosifón.

El cálculo de la resistencia térmica en la película de evaporación se define:

$$c = \left(\frac{1}{4} \right) \left(\frac{3}{\pi} \right)^{3/4} = 0.2351$$

$$z_{3f} = \frac{c \cdot Q^{1/3}}{D^{4/3} \cdot g^{1/3} \cdot l_e \cdot \Phi_2^{4/3}} = 0.00238 \text{ K/W}$$

Se calcula la resistencia térmica debida a la ebullición nucleada:

$$z_{3p} = \frac{1}{\Phi g^{0.2} Q^{0.4} (\pi D l_e)^{0.6}} = 0.01245 \text{ K/W}$$

$$\Phi = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} K_l^{0.3} C_l^{0.7}}{P_v^{0.25} L^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left[\frac{P_v}{P_{ATM}} \right]^{0.23} = 55.87$$

Ahora como $Z_{3p} > Z_{3f}$, el valor medio de la resistencia en la sección del evaporador se obtiene mediante la ecuación, dando como resultado:

$$Z_3 = z_{3p}F + z_{3f}(1 - F) = 0.0059198 \text{ K/W}$$

La resistencia térmica de la película de condensación está dada por la siguiente ecuación:

$$c = \left(\frac{1}{4}\right) \left(\frac{3}{\pi}\right)^{3/4} = 0.2351$$

$$z_7 = \frac{c \cdot Q^{1/3}}{D^{4/3} \cdot g^{1/3} \cdot l_c \cdot \Phi_2^{4/3}} = 0.002389 \text{ K/W}$$

El décimo paso es sumar todas las resistencias

$$z = z_1 + \left(\frac{1}{z_2 + z_3 + z_5 + z_7 + z_8} + \frac{1}{z_{10}} \right)^{-1} + z_9 = 0.2658 \text{ K/W}$$

Nuevamente se procede a calcular la transferencia de calor

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{Z} = 186.5272 \text{ W}$$

Este procedimiento se tiene que repetir dado que es un método iterativo, con lo que se obtiene que el calor transferido en el condensador es:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{Z} = 188.95 \text{ W}$$

Ahora para poder determinar el rendimiento térmico se tiene lo siguiente:

$$\frac{\dot{Q}_{sum}}{\dot{Q}_{cal}} = \mathbf{0.94}$$

Límite de presión de vapor

$$\dot{Q}_{max} = \frac{A_v D_v^2 \lambda P_v \rho_v}{64 \mu_v l_{eff}} = 95118.28 \text{ [W]}$$

Límite sónico

$$\frac{\dot{Q}_{max}}{AL} = 0.5(\rho_v P_v)^{0.5} = 41053.21 \text{ [W]}$$

Límite de secado

$$\dot{Q}_{max} = 0.12L(\rho_v)^{0.5}(\sigma g(\rho_l - \rho_v))^{0.25}S_e = 20885.99 [W]$$

Límite de arrastre

$$\dot{Q}_{max} = Kh_{fg}A[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} [\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4}]^{-2} = 2728.65 [W]$$

Límite de ebullición

$$\dot{Q}_{max} = (0.12\lambda(\rho_v)^{0.5}[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25})S_e = 22046.32 [W]$$

Límite de flujo a contracorriente

$$\dot{Q}_{max} = f_1f_2f_3(\rho_v)^{0.5}[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}AL = 3780.45 [W]$$

Capítulo 6. Análisis del rendimiento

Para corroborar el funcionamiento de la metodología descrita en el capítulo 4 y 5, se realizó un análisis comparativo con datos experimentales proporcionados por el Instituto Politécnico Nacional (IPN) [42], y del estudio realizado por Gedik [41].

Tabla 3. Comparación de los resultados obtenidos en el presente trabajo con publicaciones de la literatura abierta para agua y un ángulo de inclinación de 90°.

Estudio	Caudal de refrigerante [L/h]	Porcentaje de llenado [F]	Longitud del termosifón [cm]	Potencia entrada [W]	Resistencia térmica R [°C/W]	Eficiencia
Metodología actual	20	35%	100	200	0.30	0.87
	20	35%	100	400	0.30	0.56
	-	40%	50	100	0.51	0.73
Gedik [41]	20	35%	100	200	0.26	0.88
	20	35%	100	400	0.17	0.61
Faghiri [40]	-	20%	50	225.5	0.12	0.55
Noie [28]	-	-	100	195.2	-	0.86
Sözen [42]	19	33.3%	100	200	0.23	-
	19	33.3%	100	300	-	0.85
	19	33.3%	100	400	0.12	-
Amiri [43]	15	-	100	150	0.28	0.84
Sözen [42]	19	33.3	100	300	0.22	0.76

En la tabla 3 se muestra una comparativa del presente trabajo con otros resultados publicados en la literatura abierta, con agua como fluido de trabajo, y un ángulo de inclinación del termosifón de 90°. Por lo que, los resultados obtenidos en el presente trabajo pueden considerarse válidos, ya que la eficiencia calculada es muy próxima a los datos experimentales presentados por diversos autores, para el mismo: caudal, porcentaje de llenado, longitud y potencia de entrada en el termosifón.

Además se observa que hay una variación en la resistencia térmica, esto se debe a que la metodología actual propone un cálculo más detallado, puesto que considera las resistencias internas (película formada por condensado en el evaporador y condensador), y no solo las ocasionadas por las paredes del material.

Los estudios experimentales realizados Gedik [41] y Noie [28], distribuyen la de temperatura a lo largo de la pared exterior del termosifón, quedando un punto para la sección adiabática, dos y tres puntos para la sección del evaporador y condensador correspondientemente. Como se muestra en la figura 19.

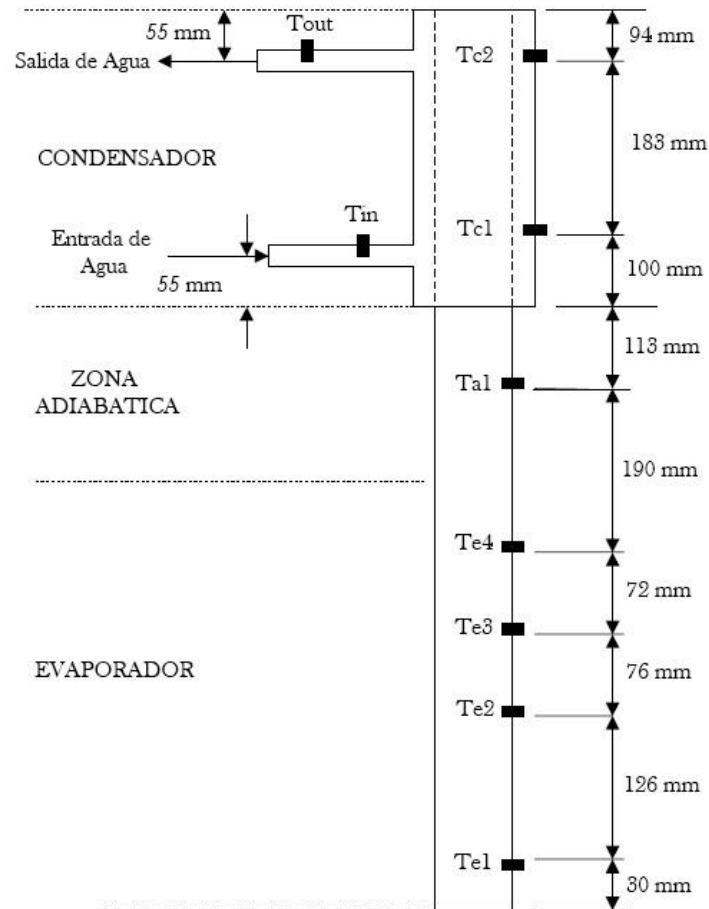


Figura 19. Esquema termosifón utilizado para la obtención de datos experimentales.

En la figura 19 se observa un diagrama con las dimensiones utilizadas por el estudio realizado por E. Gedik [41]. También se especifican los puntos donde se colocaron los termopares para toma las temperaturas en las diferentes secciones que componen el termosifón. A partir de estas dimensiones se puede determinar la relación de aspecto, que está dada por la ecuación:

$$\frac{L_e}{d} = \text{relación de aspecto}$$

A partir de esta relación se puede estudiar el efecto del número de Eötvös, en los patrones de flujo interno de un termosifón.

Cuando L_e/d es menor a 10 y se tiene números de $Eo < 30$, el patrón de flujo es de burbuja como lo explica P. Terdtoon et al. [44], y el secado está dado por ebullición de película, estos efectos se producen en la parte media del evaporador.

Para el caso donde el número de $Eo > 30$ y la relación de aspecto es menor a diez, el patrón de flujo nuevamente es de burbuja y el secado por ebullición de película, pero ahora estos efectos se producen en la parte superior del evaporador.

Cuando la relación de aspecto es mayor a 10 y el número de Eo es menor a 30, el patrón de flujo interno es anular y el secado es causado por inundación, ambos efectos se producen en la parte superior del evaporador. Si el número de $Eo > 30$, el patrón de flujo es anular pero no se puede observar con claridad reporta Terdtoon et al.

La única diferencia entre diferentes números de Eötvös, es que si se tiene Eo pequeños las burbujas de vapor se observan claramente y estas tienden a ser más grandes. Por lo tanto, la perturbación del vapor, es más alta que en números de Eo altos.

Las figuras 20 y 21 muestran la variación de la temperatura a lo largo del termosifón para una relación de aspecto de 7.45 y tres relaciones de llenado (30%, 60% y 90%), con dos potencias de entrada de 215 y 830 W. Mientras las figuras 22 y 23 muestran la variación a lo largo de un termosifón para tres diferentes caudales en la zona de condensación y un factor de llenado de 35%.

En las figuras 20 y 21, muestran la distribución de temperatura a lo largo de la pared del termosifón, en la sección del evaporador, la cual es casi isotérmica, especialmente en el calor de entrada. También se puede ver en las Figuras 20 y 21 que las temperaturas exteriores de la sección del evaporador son más bajas cuando la relación de llenado es del 90% para una relación de aspecto de 7.45, mientras que en las Figura 21 la temperatura para la relación de aspecto de 7.45 es menor cuando la relación de llenado es del 60%.

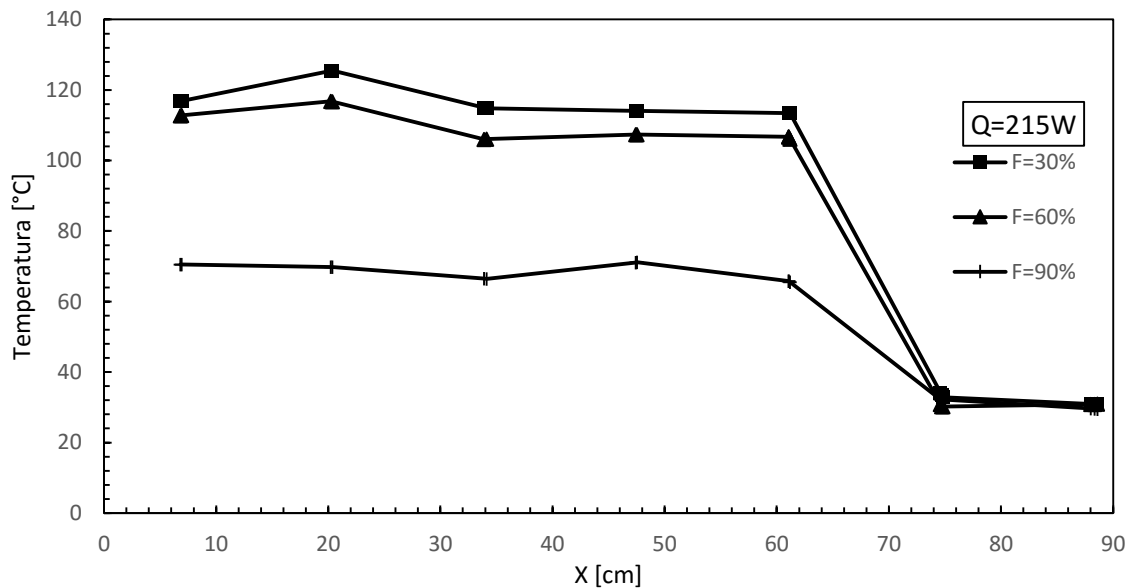


Figura 20. Variación de la temperatura a lo largo de un termosifón con una relación de aspecto de 7.45.

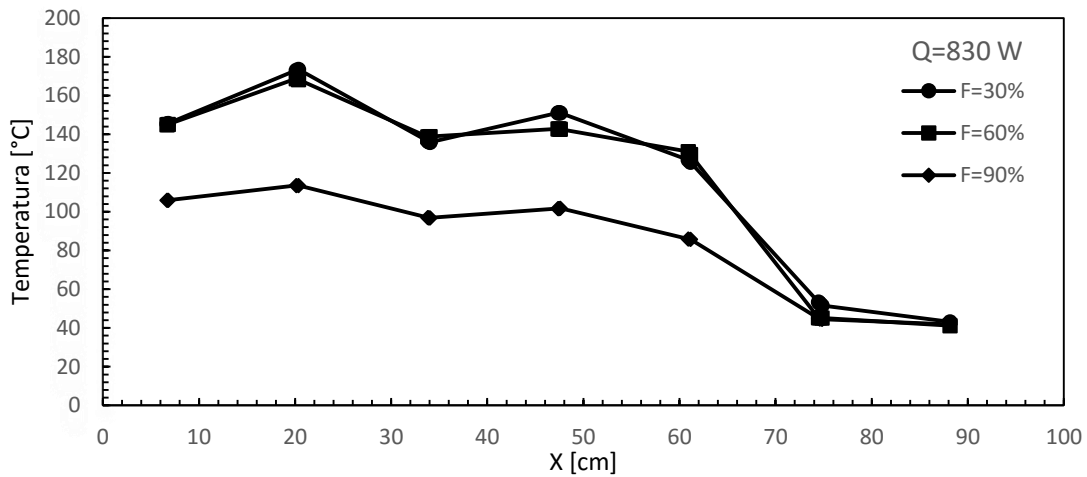


Figura 21 Variación de la temperatura con una relación de aspecto de 7.45 y 830W.

Por otro lado, si ahora se varía el caudal y se conserva una potencia de entrada de 200 y 600 W (Figura 22 y 23), se tiene que la temperatura en la parte exterior del termosifón es uniforme en el evaporador que está conformado por los puntos 1,2 y 3. Pero la temperatura de la superficie en el condensador disminuye significativamente por lo que se está intercambiando el calor de una forma eficiente como se verá más adelante cuando se analice la transferencia de calor por medio del número de Eötvös.

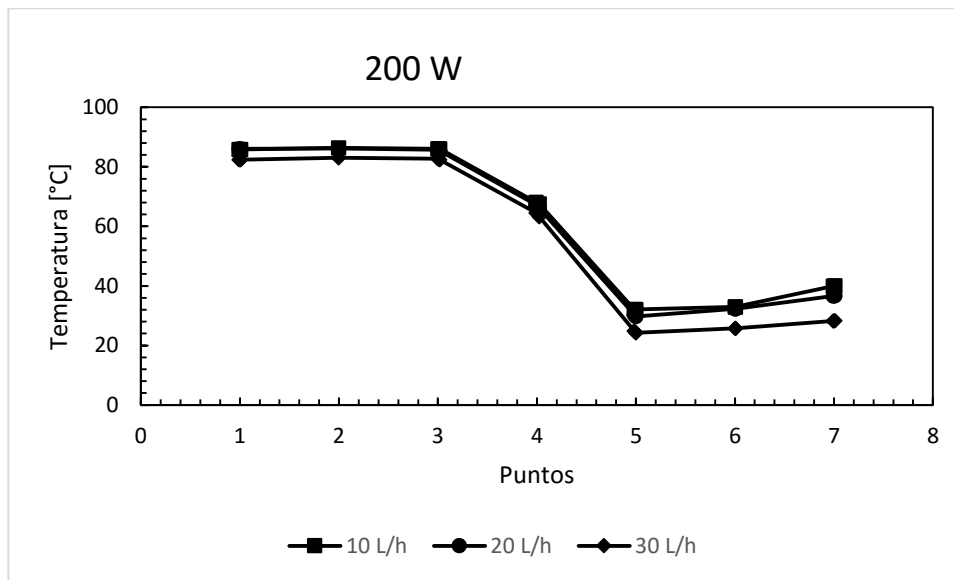


Figura 22. Variación de la temperatura con una potencia de 200 W.

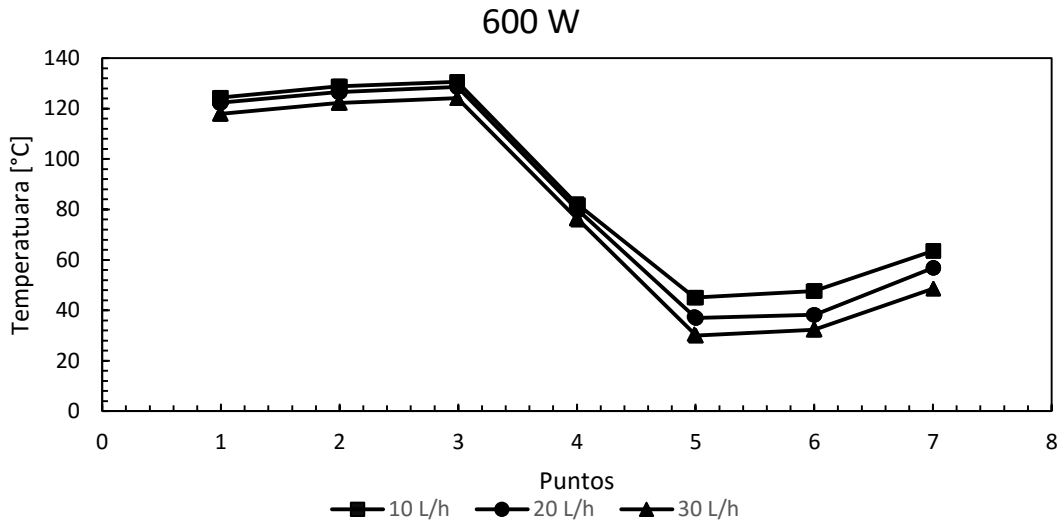


Figura 23. Variación de la temperatura con una potencia de 600 W.

A diferencia de la figura 22, la figura 23 muestra la variación de temperatura con una potencia de entrada a 600 W, se puede observar que el promedio de temperaturas distribuidas en el condensador para un caudal de 10 L/h es 50 °C, mientras que para una potencia de 200 W es de 40 °C.

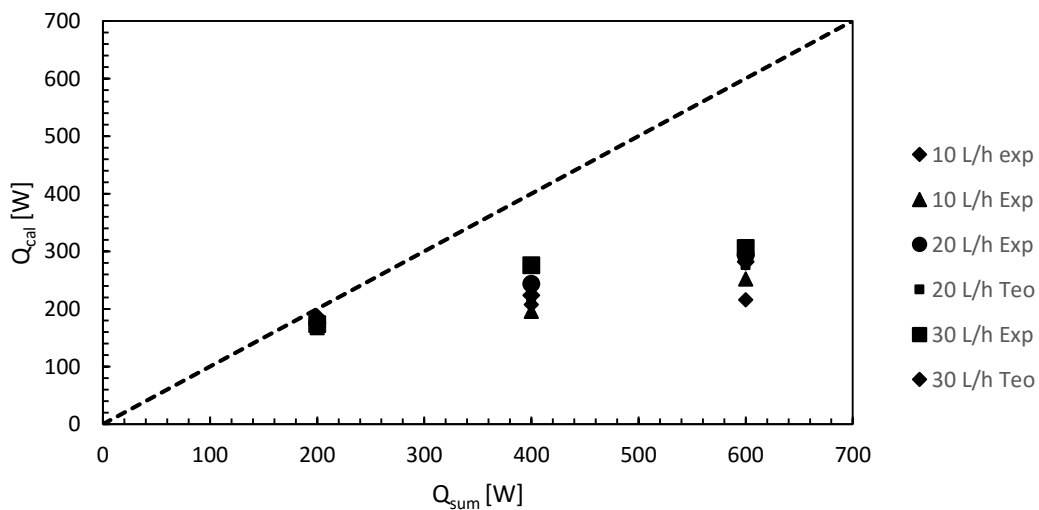


Figura 24. Calor calculado vs calor suministrado.

La figura 24 proporciona una comparación de los cálculos basados en la presente tesis sobre la tasa de transferencia de calor proporcionada por la resistencia eléctrica, esto con el fin de investigar la tasa máxima de transferencia de calor del calor suministrado al calculado. Se puede observar que con un caudal de 10 L/h se tiene la mejor transferencia de calor con la menor potencia suministrada, esto conlleva a deducir que el patrón de flujo es anular como lo veremos adelante.

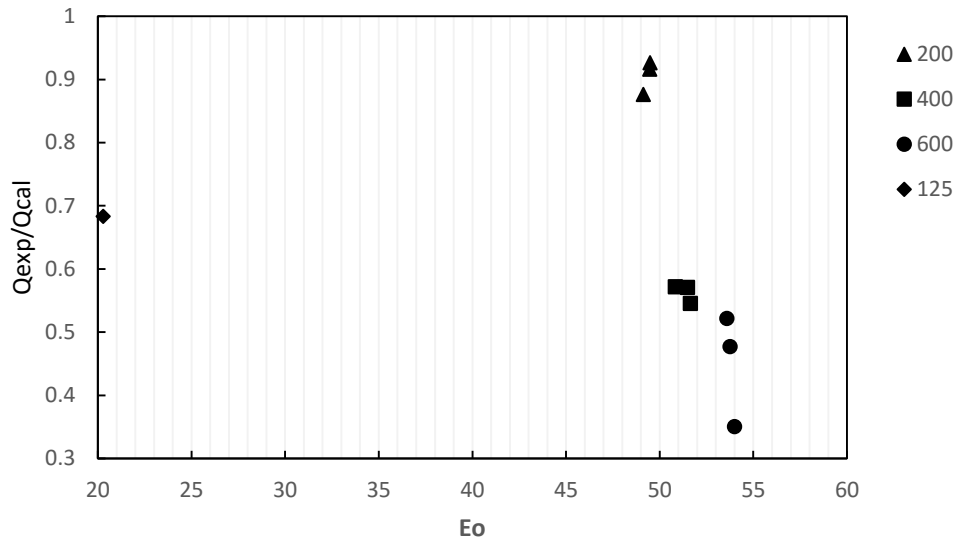


Figura 25. Relación de calores contra número de Eo.

En la figura 25 se tiene una relación de llenado de 35% y números de Eo altos por lo que se tiene un flujo anular dando como resultado una mejor transferencia de calor debido a que el espesor de la película de líquido alrededor de la pared tiende a ser uniforme. Lo que indica un rápido movimiento del vapor en el centro.

También se observa que dependiendo de la potencia suministrada en el evaporador la relación de calor experimental y calculado se acerca a la unidad lo que nos indica que se tiene una mejor transferencia de calor para números que en este caso se da para una potencia de entrada de 200 W.

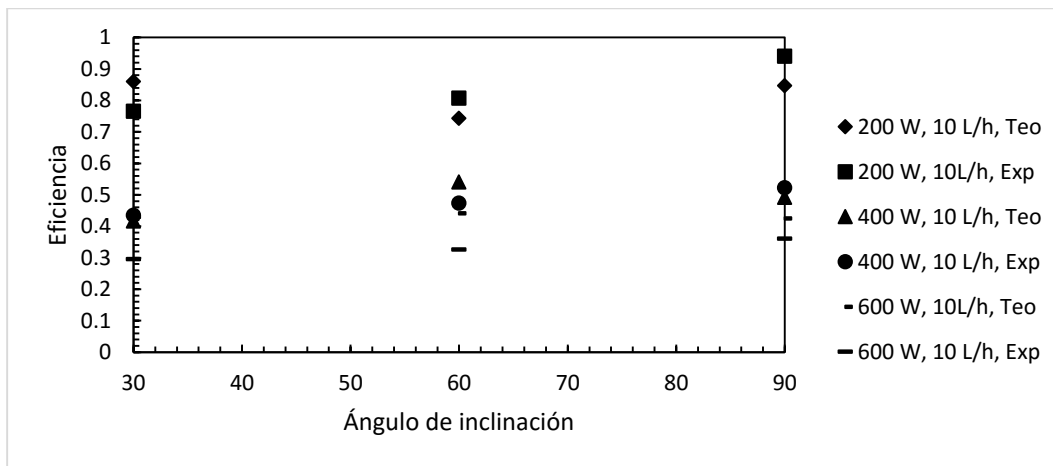


Figura 26. Ángulo de inclinación vs eficiencia.

La figura 26 muestra la eficiencia térmica que se puede obtener en un termosifón bifásico a diferentes potencias de entrada en el evaporador, inclinación y caudales. Con lo cual se validó la metodología de cálculo del capítulo 4. A pesar de que es un modelo unidimensional se aproxima a los datos obtenidos experimentalmente.

La figura muestra que en general la eficiencia del termosifón disminuye, a medida que se aumenta la potencia de entrada en el evaporador, puesto que el caudal en el condensador es el mismo (10 L/h), por lo que no se tendrá un flujo anular y las resistencias internas aumentaran ocasionando una disminución en la eficiencia.

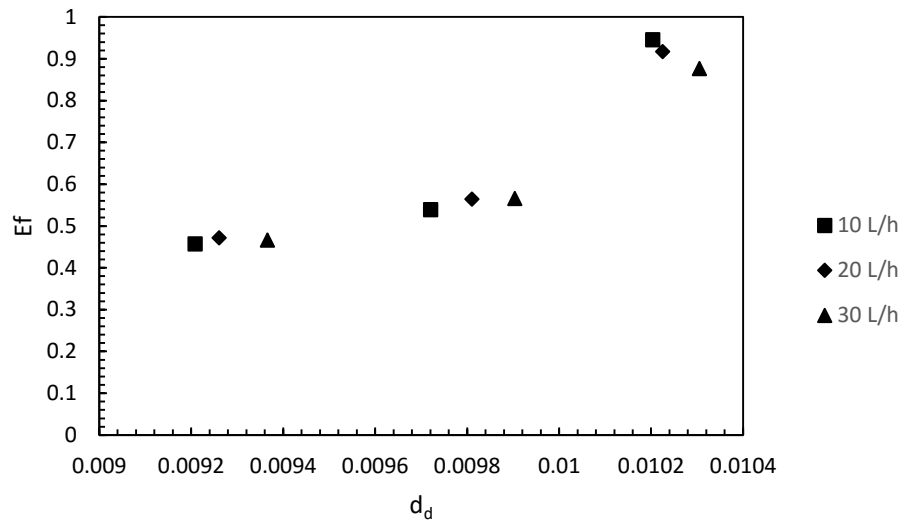


Figura 27. Eficiencia vs Diámetro de la burbuja

En figura 27 se muestra la eficiencia contra el diámetro de salida de las burbujas formadas en el evaporador a diferentes potencias eléctricas suministradas y tres diferentes caudales. Este gráfico se puede dividir en tres intervalos los cuales son:

1. $0.0092 < d_d < 0.0094$. Este intervalo corresponde a una potencia suministrada de 600 W.
2. $0.0096 < d_d < 0.0100$. Intervalo correspondiente a una potencia de 400W.
3. $0.0100 < d_d < 0.0104$. Intervalo con mayor eficiencia, el cual tiene una potencia de 200W.

Observando este gráfico se observa que a medida que la potencia suministrada disminuye la eficiencia se ve favorecida debido a que se tiene un flujo anular, en el cual el gas fluye por el centro de la tubería y se genera una película fina de líquido en la pared del termosifón. En su contra parte si la potencia suministrada aumenta provocara que el flujo no sea anular, si no de bala o en transición.

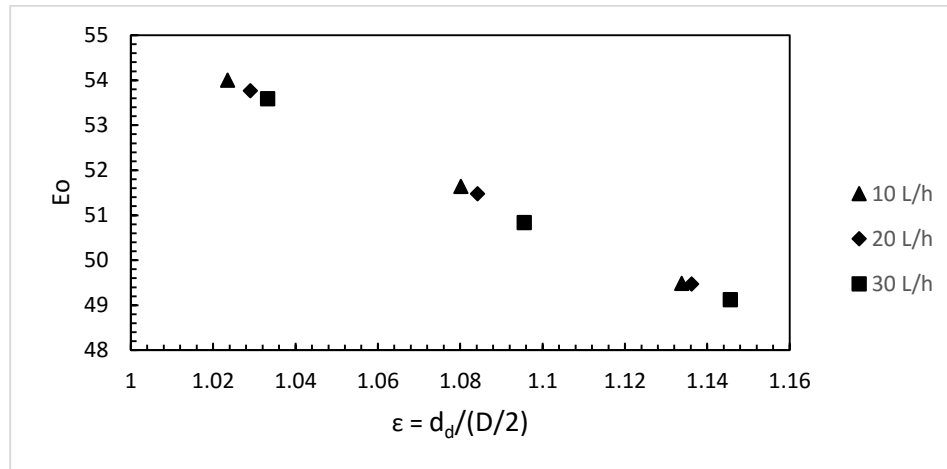


Figura 28

La figura 28 muestra el número de Eötvös contra el diámetro de salida de las burbujas entre el radio ($\epsilon = d_d/(D/2)$) a diferentes potencias eléctricas suministradas y diferentes caudales. Este grafico se puede dividir en tres intervalos los cuales son:

1. $1.02 < \epsilon < 1.04$. Este intervalo corresponde a una potencia suministrada de 200 W.
2. $1.08 < \epsilon < 1.10$. Intervalo correspondiente a una potencia de 400W.
3. $1.13 < \epsilon < 1.14$. El cual tiene una potencia de 600W.

A medida que la potencia suministrada aumenta el patrón de flujo tiende a ser de bala debido a que el diámetro de la burbuja incrementa, generando una disminución en la transferencia de calor, por lo tanto la eficiencia se seriamente afectada como se observa en la figura 27.

Por otro lado si se tiene ϵ cercanos a la unidad, el patrón de flujo tiende a ser anular con lo cual hay un aumento en la transferencia de calor y por lo tanto también de la eficiencia como se observa en la figura 27. Además de que si se tiene un número de E_o alto esto indica que la perturbación del vapor disminuye al igual que las burbujas dentro del pozo, generando un flujo anular en la interface liquido vapor.

6.1 Conclusiones

Se analizó una metodología de cálculo mediante resistencias térmicas para el rendimiento térmico de un termosifón bifásico cerrado, logrando determinar el tipo de patrón de flujo que se desarrolla en el termosifón de acuerdo al número de E_o y diámetro de la burbuja.

Los resultados obtenidos en el presente trabajo se ajustan bien a las estimaciones experimentales, sin embargo existe un error máximo del 8% para ciertos casos, ya que en otros este error es de alrededor del 1%. Esto depende de la potencia suministrada en el evaporador.

Para un termosifón con una relación de aspecto de 25, porcentaje de llenado de 35% del volumen del evaporador y con una longitud total de un metro, la eficiencia máxima se presentó para un caudal en el condensador de 10 L/h y una potencia de entrada en el evaporador de 200 W. A partir de estas condiciones el número de E_o se ve favorecido, ya que las fuerzas de flotación dominan sobre las fuerzas de tensión superficial dando como resultado un patrón de flujo anular.

Por otra parte a mayor tamaño de burbuja se tiene un decremento de la eficiencia térmica, dando como resultado una baja transferencia de calor y un E_o bajo.

Las limitaciones más importantes de un termosifón bifásico se pueden agrupar en dos categorías: límite de secado para porcentajes de llenado de menos de 30% en el evaporador y límite de inundación para volúmenes grandes de fluido dentro del evaporador [2].

Si se llegara al límite de secado esto provocaría un sobrecalentamiento, puesto que no existiría un ciclo dentro del termosifón, ya que el fluido condensado baja hacia la zona de evaporación pero al estar seco el pozo y al tener un suministro constante de energía, este se evaporara instantáneamente provocando que no exista un pozo líquido y por lo tanto no exista evaporación, con lo que se tendría vapor sobrecalentado y este

El límite de secado es alcanzado en un termosifón bifásico cerrado en la parte inferior del evaporador cuando el volumen de fluido de trabajo es muy pequeño y el flujo de calor radial es relativamente pequeño. En esta situación el fluido condensado viaja hacia la zona de evaporación pero entre más se acerca a la parte inferior de ésta, el espesor de la película del condensado se aproxima a cero, por lo tanto no habrá un pozo líquido en la parte inferior de la zona de evaporación. Si el flujo de calor aumenta en el evaporador, el secado en la parte inferior será inminente y el tamaño de la zona seca incrementara con la entrada de calor. Desde la zona seca la temperatura de la pared incrementa constantemente, lo cual puede producir un sobrecalentamiento.

6.2 Trabajos a futuro

Trabajar con diferentes tipos de fluidos como por ejemplo la combinación de agua y alcohol donde ya se tienen estudios experimentales en la literatura abierta, para ver el comportamiento de la metodología descrita en el presente trabajo, con la finalidad si esta se puede aplicar a otros fluidos de trabajo diferentes agua.

Trabajar con diferentes ángulos de inclinación ya que en la presente tesis fue realizada con un ángulo de 90° , por lo que el campo de estudio es limitado, dado que en calentadores solares estos ángulos son máximo a 45° .

Bibliografía

- [1] O. A. Jaramillo, «INTERCAMBIADORES DE CALOR,» de *INTERCAMBIADORES DE CALOR*, Ciudad de México, Universidad Nacional Autónoma de México, 2007, pp. 3-4.
- [2] G. P. Peterson, *An Introduction to Heat Pipes, Modeling, testing and applications.*, Nueva York.: Wiley Interscience., 1994..

- [3] C. C. Silverstein, Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange., United States of America: Taylor and Francis, 1992.
- [4] M. A. Gómez., «Caracterización de tubos termosifones bifásicos para ahorro de energía térmica.» *Electrónica de Investigación en Educación Superior*, vol. 1, n° 1, 2013.
- [5] A. Faghri, Heat pipe science and technology., Philadelphia, PA: Taylor & Francis, 1995.
- [6] Appleby B., Edward A., Cataño M., Diseño y construcción de tubos de calor, Universidad Eafit. Facultad de Ingeniería Mecánica, 2003.
- [7] A. F. D. Delgado, «Diseño y construcción de un prototipo de intercambiador de calor utilizando termosifones bifásicos.» Universidad EAFIT, Medellín., 2004.
- [8] Hakeen MA, Kamil M, Arman I., «Prediction of temperature profiles using artificial neural networks in a vertical thermosiphon re-boiler.» *Appl Therm Eng.*, pp. 1572-1579, 2008.
- [9] Cao Y., Gao M., «Wickless network heat pipes for high heat flux spreading applications.» *Int J Heat Mass Transf*, vol. 45, p. 2539–2547, 2002.
- [10] Sundaram AS, Bhaskaran A., «Thermal modeling of thermosiphon integrated heat sink for CPU cooling.» *J Electron Cool Thermal Control.*, vol. 1, p. 15–21, 2011.
- [11] Siedel S, Robinson AJ, Kempers R, Kerslake S. , «Development of a naturally aspired thermosiphon for power amplifier cooling.» *J Phys Conf Ser*, p. 525, 2014.
- [12] Poulad ME, Fung A., «Potential benefits from Thermosiphon PCM (TP) integrated design for buildings applications in Toronto.» de *In: Proceedings of eSim: the Canadian conference on building simulation;*, Toronto , 2012. p. 601– 14..
- [13] Zhang M, Lai Y, Zhang J, Sun Z. , «Numerical study on cooling characteristics of two-phase closed thermosiphon embankment in permafrost regions.» *Cold Reg Sci Technol* , vol. 65, p. 203–10., 2011.
- [14] Tundee S ,Srihajong N, Charmongkolpradit S., «Electric power generation from solar pondusing combination of thermosiphon and thermoelectric modules.» *Energy Proc*, vol. 48, p. 453–63., 2014.
- [15] Chotivisarut N, Nuntaphan A, Kiatsiriroat T., «Seasonal cooling load reduction of building by thermosiphon heat pipe radiator in different climate areas.» *Renew Energy*, vol. 38, p. 188–94., 2012.
- [16] Lee J, Ko J, Kim Y, Jeong S, Sung T, Han Y, LeeJ-p ,Jung S., «Experimental study on the double-evaporator thermosiphon for cooling HTS (high temperature super-conductor) system.» *Cryogenics*, vol. 49, p. 390–7., 2009.
- [17] Byrne P, Miriel J, Lénat Y., «Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling – part 2: dynamic behavior and two-phase thermosiphon defrosting technique.» *Appl Therm Eng*, vol. 88, p. 3072–8., 2011.

- [18] Abreu SL, Colle S., «An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems,» *Sol Energy*, vol. 76, p. 141–5., 2004.
- [19] Akbarzadeh A, Wadowski T., «Heat pipe-based cooling systems for photo-voltaic cells under concentrated solar radiation,» *Appl Therm Eng*, vol. 16, pp. 81-7, 1995.
- [20] M. U. Lee Y., «A Two-Phase Closed Thermosyphon,» *Int. J Heat Mass Transfer*, vol. 15, pp. 1695-1707, 1972.
- [21] S. P. S. A. Gómez Mercado, «Análisis experimental de un tubo termosifón bifásico,» *MEMORIAS DEL XVII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM*, pp. 1232-1240, 2012.
- [22] CHOWDHURI MD., KAMINAGA F., GOTO K., MATSUMURA K., «Boiling Heat Transfer in a Small Diameter Tube below Atmospheric Pressure on a Natural Circulation Condition,» vol. 25, n° 97, p. b114, 1997.
- [23] P. S. S. GÓMEZ MERCADO A., «Caracterización de tubos termosifones bifásicos para ahorro de energía térmica,» *Electrónica de Investigación en Educación Superior*, vol. 1, n° 1, pp. 1-13, 2013.
- [24] A. A. J. P. WADOWSKI T., «Characteristics of a Gravity-Assisted Heat Pipe-Based Heat Exchanger,» *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 11, n° 1, pp. 69-77, 1991.
- [25] B. Jiao, L. M. Qui, Z. H. Gan, X. B. Zhang, «Determination of the operation range of a vertical two-phase closed thermosyphon,» *Springer*, pp. 1043-1055, 2012.
- [26] Mingyi Zhang, Yuanming Lai, Wansheng Pei, and Long Jin., «Effect of Inclination Angle on the Heat Transfer Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon under Low-Temperature Conditions,» *American Society of Civil Engineers*, vol. 4, n° 28, pp. 1-11, 2014.
- [27] I. Khezaee, «Experimental investigation and comparison of heat transfer coefficient of a two phase closed thermosyphon,» *Energy and Environment*, vol. 5, n° 4, pp. 495-504, 2014.
- [28] S. Noie, «Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 495-506, 2005.
- [29] B. Jiao, L. M. Qui, X. B. Zhang, Y. Zhanh, «Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 1417-1426, 2007.
- [30] Yury F. Maydanik, Valery I. Dmitrin, Vladimir G. Pastukhov, «Two-phase loop thermosyphons,» *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources*, 2011.
- [31] D.A. Reay, P.A. Kew, R.J. McGlen, «THE PERKINS TUBE,» de *Heat Pipes: Theory, Design and Applications Sixth Edition*, Oxford, UK, B H, 2014, p. 245.
- [32] T. I. o. C. Engineers, «Heat pipes – performance of two-phase closed thermosyphons,» IHS ESDU, 1984.

- [33] H.Imura, H.Kusada, J.Oyata, T.Miyazaki, N.Sakamoto, «Heat transfer in two-phase closed-type thermosyphons,» *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers*, vol. 22, pp. 485-493, 1977.
- [34] M.Shiraishi, K.Kikuchi, T.Yamanishi., «Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon,» *Heat Recovery Systems*, vol. 1, pp. 287-297, 1981.
- [35] F. Md. Chowdhury, F.Kaminaga, K.Goto, K.Matsumura, «Boiling Heat Transfer in a Small Diameter Tube below Atmospheric Pressure on a Natural Circulation condition,» *J.of Japan Association for Heat Pipe*, vol. 16, pp. 14-16, 1997.
- [36] Hussam Jouhara, Anthony J. Robinson., «Experimental Investigation of Small Diameter Two-Phase Closed Thermosyphons Charged with Water, FC-84, FC-77 & FC-3283».
- [37] U.Gross, «Reflux condensation heat transfer inside a closed thermosyphon,» *Heat Mass Transfer*, vol. 35, pp. 279-294, 1992.
- [38] H.Hashimoto, F.Kaminaga, «Heat transfer characteristics in a condenser of closed two-phase thermosyphon: Effect of entrainment on heat transfer deterioration,» *Heat Transfer-Asian Research*, vol. 31, pp. 212-225, 2002.
- [39] S. Kutateladze., «Elements of Hydrodynamics of Gas-Liquid Systems,» *Fluid Mechanics Soviet Research*, vol. 1, pp. 29-50., 1972.
- [40] A. Faghri, M. Chen, and M. Morgan, «Heat Transfer Characteristics in Two-Phase Closed Conventional and Concentric Annular Thermosyphons,» *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 111, n° 3, pp. 611-618, 1989.
- [41] E. Gedik, «Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions,» *Energy and Buildings*, pp. 1096-1107, 2016.
- [42] A. Sözen, T. Menlik, M. Gürü, A. F. Irmak, F. Kılıç & M. Aktaş, «Utilization of Fly Ash Nanofluids in Two-phase Closed Thermosyphon for Enhancing Heat Transfer,» *Experimental Heat Transfer*, vol. 29, n° 3, pp. 337-354, 2016.
- [43] Ahmad Amiri, Rad Sadri, Mehdi Shanbedi, Goodarz Ahmadi, B.T. Chew, S.N. Kazi, Mahidzal Dahari., «Performance dependence of thermosyphon on the functionalization approaches: An experimental study on thermo-physical properties of graphene nanoplatelet-based water nanofluids,» *Energy Conversion and Management*, n° 92, pp. 322-330, 2015.
- [44] P. Terdtoon, N.Waowaew, P. Tantakom, «INTERNAL FLOW PATTERNS OF AN INCLINED CLOSED TWO-PHASE THERMOSYPHON AT CRITICAL STATE,» *Experimental Heat Transfer*, vol. 12, n° 4, pp. 359-373, 2010.
- [45] A. Manzur, J. Cardoso, «Velocidad de evaporación del agua,» *Revista Mexicana de Física*, n° 61, pp. 31-34, 2015.
- [46] U. Ingard y W. L. Kraushaar, Introducción al estudio de la mecánica, materia y ondas. Capitulo 18, Barcelona: Reverté, 1972.

- [47] John G. Collier, et al., *Convective Boiling and Condensation*, Oxford: Clarendon Press, 1994.
- [48] I. R. O. C. Marín, «Determinación experimental de la cantidad de aditivo en el fluido de trabajo de un tubo termosifón bifásico para inhibir su corrosión interna.,» IPN, ESME, México, D.F., 2009.

Apéndice A.

Velocidad de evaporación del agua [45].

La evaporación es el paso continuo de una sustancia del estado líquido al de vapor, se efectúa en la superficie del líquido y ocurre a cualquier temperatura hasta que se satura de vapor el espacio inmediato al líquido. El proceso de evaporación en un sistema abierto depende del tamaño de la superficie expuesta, del tipo de sustancia y del porcentaje de vapor en los alrededores. La velocidad de evaporación es mayor cuanto está más seca la capa de aire en contacto con el líquido, o sea, cuanto más alejada esta de la saturación, y si el aire está saturado, cesa la evaporación.

Cuando las moléculas del líquido abandonan la superficie y se suman al vapor, lo hacen porque vencen las fuerzas atractivas que existen en el estado líquido. Estas fuerzas son intensas pues las moléculas están muy cercanas unas de otras en el líquido. Para vencer estas fuerzas atractivas se requiere energía, a la que se le llama calor de vaporización del líquido. Desde un punto de vista de energía, las fuerzas intermoleculares producen, en efecto, una barrera de potencial la cual retiene en su lugar a las moléculas.

Al evaporarse, el líquido pierde sus moléculas más energéticas y la temperatura del líquido decrece. Si el vapor que se encuentra arriba del líquido se quita de manera continua, por ejemplo mediante una corriente de aire, o si el volumen afuera del líquido es muy grande de modo que la presión de vapor del equilibrio nunca se alcance, el líquido se evaporará continuamente. Para mantener constante la temperatura del líquido durante la evaporación, debe agregarse al líquido energía en forma de calor. El calor requerido para la evaporación de un gramo del líquido se llama calor latente de vaporización. Entonces, el calor molar de vaporización puede interpretarse como la energía requerida para separar las N moléculas (M gramos) entre sí, contra la influencia de las fuerzas de interacción intermolecular. El calor de vaporización para agua es de 539 cal/g a 100°C [46], mientras que para la mayoría de los líquidos es del orden de 100 cal/g y es dependiente de la temperatura.

El proceso que involucra el enfriado de un líquido que se esté evaporando es bien conocido a partir de nuestra experiencia. Un cuerpo mojado se enfría al evaporarse el agua y la diferencia en la incomodidad que se siente en un día húmedo a una temperatura y un día seco a la misma temperatura es causada parcialmente por la diferencia en las velocidades de evaporación y el resultante efecto refrescante. Análogamente, la eliminación (por soplado) del vapor arriba de una taza de café caliente aumenta la velocidad de evaporación y apresura el enfriado.

La evaporación de cualquier líquido depende de muchos factores. De entre ellos pueden citarse a la temperatura del líquido y la temperatura de los alrededores, el tamaño de la superficie del líquido expuesta al aire dentro del recipiente, la distancia de esa superficie respecto a la boca del recipiente, la forma del recipiente, la humedad relativa del aire de los alrededores de la superficie del líquido, la presión de vapor y la presión externa, las corrientes de aire, las impurezas contenidas en el líquido y, desde luego, de la naturaleza del líquido.

Apéndice B.

Números Adimensionales.

Número de Reynolds

Es un número adimensional cuyo valor indica si el flujo sigue un modelo laminar o turbulento y se define como la relación existente entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas (o de rozamiento).

$$Re_f = \frac{4\dot{Q}}{\lambda\mu\pi D}$$

El denominador es un esfuerzo viscoso esto es, una fuerza viscosa por unidad de área. Si las fuerzas viscosas dominan, el flujo será laminar y si domina el impulso, el flujo será turbulento.

Número de Prandtl

Es función de dos propiedades físicas importantes (térmicas y de momento), por lo tanto, responsables del crecimiento de las capas límite y el espesor relativo entre ellos. La relación que existe entre la difusividad térmica (α) y la difusividad de momento (ν), es el número de Prandtl. El número de Prandtl puede ser visto como una proporción de la medida en que las fuerzas viscosas penetren el material a la medida de que la energía térmica penetra en el material.

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Número de Nusselt

Es un número adimensional y es igual al gradiente de temperatura en la superficie y que esencialmente, proporciona una medida de la transferencia de calor por convección. El número de Nusselt puede ser visto como la relación de la resistencia a la conducción de un material entre la resistencia por convección del mismo material. El denominador del número de Nusselt implica la conductividad térmica del fluido en la interfase de convección fluido-sólido. Para la presente tesis se utilizará la correlación de Maslov and Kovalenko por las razones que se mencionaron anteriormente.

$$Nu = 0.78 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{1/3}$$

Número de Eötvös

Eötvös (Eo) representa la relación entre la fuerza de flotación y la fuerza de tensión superficial. Se usa en atomización de gotitas y aplicaciones de pulverización. Conjuntamente con el número de Morton puede ser usado para caracterizar la forma de una esfera de fluido (burbuja de aire, gota de agua, etc.).

$$Eo = \frac{g(\rho_L - \rho_v)L^2}{\sigma}$$

Número de Weber

Weber representa la relación entre la inercia de las fuerzas de tensión superficial. Para flujo en canales se usa el diámetro hidráulico (D_h) en lugar de la longitud (L). Nos resulta útil para estudiar los efectos relativos de la tensión superficial y las fuerzas de inercia sobre los patrones de flujo.

$$We = \frac{D_h G^2}{\rho \sigma}$$

Número de Jacob

En número de Jacob (Ja) representa la relación entre el calor sensible para un volumen dado de líquido para calentar o enfriar a través de un ΔT , para alcanzar su temperatura de saturación, al calor latente requerido en evaporar del mismo volumen de vapor.

$$Ja = \frac{\rho_L c_{pL} \Delta T}{\rho_v h_{fg}}$$