

Estudio analítico del ahorro de energía térmica utilizando tubos termosifones bifásicos

Tesis
que para obtener el grado de
Maestro en Ingeniería Mecánica

Presenta

Ing. Luis Alfonso Santillán Moreno

Director de Tesis:

Dr. Abdiel Gómez Mercado

Codirectores de Tesis:

Dr. Celerino Reséndiz Rosas

Dr. Ignacio Ramírez Vargas

Diciembre 2016
97 Páginas



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de Pachuca

**División de Estudios de Posgrado e Investigación
Maestría en Ingeniería Mecánica
A C T A**

Siendo las 13:00 horas del 4 de noviembre de 2016, reunidos en el aula U10, el Consejo de Posgrado en Ingeniería Mecánica manifiesta la APROBACIÓN del trabajo de Tesis titulado: Estudio analítico del ahorro de energía térmica utilizando tubos termosifones bifásicos, con el siguiente contenido:

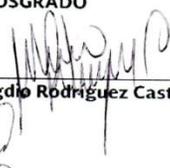
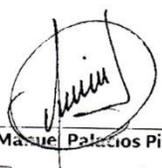
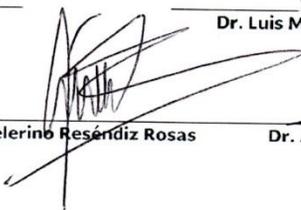
Resumen/Abstract
Nomenclatura
Introducción
Contenido
Índice de cuadros, gráficas y figuras.
1. Marco teórico
2. Diseño experimental
3. Simulación numérica
4. Análisis de resultados
Conclusiones y recomendaciones
Bibliografía
Apéndices

Para cubrir el requisito correspondiente a la Tesis para que el Ing. Luis Alfonso Santillán Moreno obtenga el grado de Maestría en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dr. Abdiel Gómez Mercado, profesor de la Maestría en Ingeniería Mecánica de la División de Estudios de Posgrado e Investigación.

ATENAMENTE

"EL HOMBRE ALIMENTA EL INGENIO EN CONTACTO CON LA CIENCIA"

EL CONSEJO DE POSGRADO

 _____ Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo	 _____ Dr. Luis Manuel Palacios Pineda	
 _____ Dr. Ignacio Ramírez Vargas	 _____ Dr. Celerino Reséndiz Rosas	 _____ Dr. Abdiel Gómez Mercado



Carretera México-Pachuca Km. 8 / 5, Col. Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo.
C.P. 42080, A. P. 276. Tels.: (01 771) 7113073, 7113596, 7113140,
7115119, 7115538 Fax (01 771) 7113399
www.itpachuca.edu.mx



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de Pachuca

Pachuca de Soto, Hgo., 10/noviembre/2016.

ASUNTO: Autorización de Impresión

OFICIO No. DEPI-210-16

**C. ING. LUIS ALFONSO SANTILLAN MORENO
PRESENTE**

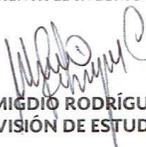
El que suscribe Jefe de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, le comunica que los miembros de la Comisión Revisora, designada por el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica se han reunido y después de intercambiar opiniones manifiestan la aprobación de su Tesis:

"Estudio analítico del ahorro de energía térmica utilizando tubos termosifones bifásicos"

en virtud que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes y en consecuencia, se autoriza su impresión.

Sin otro particular por el momento, quedo de usted.

ATENTAMENTE
EL HOMBRE ALIMENTA EL INGENIO EN CONTACTO CON LA CIENCIA"


**DR. MARIO EMIGDIO RODRÍGUEZ CASTILLO
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**



C.p. Coordinación de Ingeniería Mecánica
Archivo

EOAD/epr



Carretera México-Pachuca Km. 87.5, Col. Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. C.P. 42080
A. P. 276, Tels.: (01 771) 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399
www.itpachuca.edu.mx

A G R A D E C I M I E N T O S

En primer término quiero agradecer al Dr. Abdiel Gómez Mercado por el apoyo y seguimiento académico brindado para la elaboración de este trabajo de investigación hasta llegar a su culminación satisfactoria.

Agradezco también al Dr. Celerino Reséndiz Rosas y al Dr. Ignacio Ramírez Vargas por su colaboración en la revisión y aportaciones para enriquecer este trabajo de investigación.

De igual forma agradezco al resto del cuerpo académico que conforman la maestría en ingeniería mecánica, por la aportación de conocimientos que sirvieron de sustento para realizar una investigación satisfactoria.

Un reconocimiento especial al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo brindado mediante su programa de becas para posgrado, lo cual fue de un gran mérito y responsabilidad para desarrollar y culminar con estos estudios de posgrado.

DEDICATORIA

Cuando empezó mi caminar por esta vida fuiste la primera en recibirme

Ahí empezó nuestra complicidad para compartir cariño y apoyo

Nunca hubo desaliento de tu parte, al contrario siempre mirando al frente

Desde el primer día hasta el último de tu compañía todo era motivación

En seguir adelante y disfrutar la vida a pesar de los tropiezos o tristezas

y

Al paso de los años ese cariño y apoyo incondicional fue compartido

Las tristezas, alegrías, regaños, enojos, risas, lágrimas y demás emociones

Fueron disfrutadas con ustedes, eso si cada quien a su manera de ser

O era más bien el saber que tú eras la parte sería y enérgica para complementar

Nuestra relación y cada que era necesario dabas tu comprensión y apoyo

Siempre que lo necesitaba y lo requería para seguir adelante y no desfallecer

O era simplemente que ese era su cometido brindarme apoyo durante la vida

Gracias por haber sido mis padre

CONTENIDO

<u>Nomenclatura</u>	<u>ii</u>
<u>Índice de tablas</u>	<u>iii</u>
<u>Índice de figuras</u>	<u>v</u>
<u>Resumen</u>	<u>vi</u>
<u>Introducción</u>	<u>vii</u>
<u>1. Marco teórico</u>	<u>1</u>
1.1 <u>Antecedentes</u>	<u>2</u>
1.2 <u>Evolución de los tubos termosifones bifásicos</u>	<u>8</u>
1.3 <u>Transferencia de calor por conducción</u>	<u>9</u>
1.4 <u>Transferencia de calor por convección</u>	<u>11</u>
1.5 <u>Flujo en dos fases</u>	<u>13</u>
1.6 <u>Funcionamiento de un tubo termosifón bifásico</u>	<u>15</u>
1.7 <u>Ciclo termodinámico de un termosifón</u>	<u>17</u>
1.8 <u>Transferencia de calor en un termosifón</u>	<u>18</u>
<u>2. Diseño experimental</u>	<u>21</u>
2.1 <u>Caracterización del tubo</u>	<u>23</u>
2.1.1 <u>Selección del material y dimensiones</u>	<u>24</u>
2.1.2 <u>Selección del fluido de trabajo y porcentaje de llenado</u>	<u>26</u>
2.2 <u>Construcción del tubo</u>	<u>31</u>
2.3 <u>Pruebas experimentales</u>	<u>42</u>
<u>3. Simulación numérica</u>	<u>47</u>
3.1 <u>Modelo matemático</u>	<u>49</u>
3.1.1 <u>Transferencia de calor</u>	<u>50</u>
3.1.2 <u>Flujo másico</u>	<u>51</u>
3.1.3 <u>Caída de presión</u>	<u>53</u>
3.2 <u>Simulación en Ansys Fluent</u>	<u>54</u>
<u>4. Análisis de resultados</u>	<u>60</u>
4.1 <u>Resultados experimentales</u>	<u>61</u>
4.2 <u>Resultados de la simulación</u>	<u>79</u>
4.3 <u>Validación de resultados</u>	<u>79</u>
<u>Conclusiones y Recomendaciones</u>	<u>84</u>
<u>Referencias</u>	<u>87</u>

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción
A_1	Área anular
A	Área transversal
$h_{fg} (T_{ad})$	Calor latente de evaporación
Q	Cantidad de calor
Q_{12}	Cantidad de calor transferida entre 2 estados
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección
K_k	Conductancia térmica
k	Conductividad térmica
ρ	Densidad del fluido
ρ_l	Densidad del líquido
ρ_v	Densidad del vapor
x	Distancia de desplazamiento
q_k	Flujo de calor por conducción
q''	Flujo de calor por convección
\dot{m}_l	Flujo másico del líquido
\dot{m}_v	Flujo másico del vapor
dT/dx	Gradiente de temperatura
K	Grados Kelvin
Re	Numero de Reynolds
r_v	Radio del tubo
R_k	Resistencia térmica
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor
T_s	Temperatura de la superficie
T_1	Temperatura del estado 1
T_2	Temperatura del estado 2
T_∞	Temperatura del fluido
T_e	Temperatura promedio del evaporador
T_c	Temperatura promedio más baja
TTB	Tubo termosifón bifásico
V_x	Velocidad del fluido
μ	Viscosidad del fluido
μ_l	Viscosidad del líquido
μ_v	Viscosidad del vapor

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Conductividades térmicas de algunos metales, sólidos no metálicos, líquidos y gases.....	10
Tabla 1.2	Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección.....	13
Tabla 2.1	Compatibilidad de sustancias de trabajo y materiales de fabricación comúnmente utilizados en tubos termosifones bifásicos.	23
Tabla 2.2	Especificaciones técnicas del tubo termosifón bifásico.....	24
Tabla 2.3	Volúmenes total y del fluido de los tubos termosifones bifásicos.....	31
Tabla 2.4	Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de ½” de diámetro.....	44
Tabla 2.5	Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de ¾” de diámetro.....	45
Tabla 2.6	Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de 1” de diámetro.....	45
Tabla 2.7	Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de ½” de diámetro.....	45
Tabla 2.8	Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de ¾” de diámetro.....	45
Tabla 2.9	Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de 1” de diámetro.....	46
Tabla 4.1	Gradiente de temperatura en tubos de ½” de diámetro.....	70
Tabla 4.2	Gradiente de temperatura en tubos de ¾” de diámetro.....	70
Tabla 4.3	Gradiente de temperatura en tubos de 1” de diámetro.....	71
Tabla 4.4	Gradiente de temperatura en tubos de ½” de diámetro.....	71
Tabla 4.5	Gradiente de temperatura en tubos de ¾” de diámetro.....	71
Tabla 4.6	Gradiente de temperatura en tubos de 1” de diámetro.....	71
Tabla 4.7	Numero de Reynolds para cada tubo.....	73
Tabla 4.8	Deformación lineal y superficial de tubos de ½”.....	76

Tabla 4.9	Deformación lineal y superficial de tubos de ¾”.....	76
Tabla 4.10	Deformación lineal y superficial de tubos de 1”.....	76
Tabla 4.11	Deformación lineal y superficial de tubos de ½”.....	77
Tabla 4.12	Deformación lineal y superficial de tubos de ¾”.....	77
Tabla 4.13	Deformación lineal y superficial de tubos de 1”.....	77
Tabla 4.14	Esfuerzo térmico en tubos con presión de 23 in de Hg.....	78
Tabla 4.15	Esfuerzo térmico en tubos con presión de 20 in de Hg.....	78
Tabla 4.16	Flujo de calor considerando la temperatura de vaporización de 82 °C.....	80
Tabla 4.17	Flujo de calor considerando la temperatura de vaporización de 100 °C.....	80
Tabla 4.18	Comparativo de transferencia de calor empírico y experimental.....	82

INDICE DE FIGURAS

Figura 1	Tipos de intercambiadores de calor.....	Viii
Figura 1.1	Tubos de calor.....	8
Figura 1.2	Patrones de flujo.....	14
Figura 1.3	Diferentes zonas del termosifón bifásico.....	16
Figura 1.4	Diagrama esquemático del ciclo que sigue un termosifón bifásico..	17
Figura 1.5	Ciclo termodinámico de un termosifón bifásico.....	18
Figura 2.1	Metodología para el diseño experimental.....	22
Figura 2.2	Medición del tubo de ½” de diámetro.....	25
Figura 2.3	Medición del tubo de ¾” de diámetro.....	25
Figura 2.4	Medición del tubo de 1” de diámetro.....	26
Figura 2.5	Preparación de los tubos.....	32
Figura 2.6	Pre ensamble de los tubos.....	34
Figura 2.7	Ensamble del tubo termosifón bifásico.....	34
Figura 2.8	Tubos termosifones bifásicos ensamblados.....	35
Figura 2.9	Lavado y enjuague de tubos termosifones bifásicos.....	36
Figura 2.10	Instalación para generación de vacío en los TTB.....	37
Figura 2.11	Generación de vacío.....	38
Figura 2.12	Carga del fluido de trabajo.....	40
Figura 2.13	Tubos sellados y soldados.....	41
Figura 2.14	Calentamiento del agua.....	43
Figura 2.15	Pruebas de calentamiento de los tubos termosifones bifásicos.....	43
Figura 2.16	Pruebas de calentamiento de los tubos termosifones bifásicos.....	44
Figura 3.1	Diagrama esquemático del balance de energía en la zona de evaporación.....	52
Figura 3.2	Diagrama esquemático del balance de energía en la zona de condensación.....	52
Figura 3.3	Gráficas de velocidad a) residuales b) contornos.....	59
Figura 4.1	Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60 cm c) 100 cm.....	62
Figura 4.2	Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60 cm c) 100 cm.....	62
Figura 4.3	Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60 cm c) 100 cm.....	63
Figura 4.4	Comparativo del calentamiento respecto a la misma longitud a) tubo de ½” b) tubo de ¾” c) tubo de 1”.....	64
Figura 4.5	Comparativo del calentamiento respecto al mismo diámetro a) tubo de 30 cm b) tubo de 60 cm c) tubo de 100 cm.....	65
Figura 4.6	Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60 cm c) 100 cm.....	66
Figura 4.7	Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60 cm c) 100 cm.....	67
Figura 4.8	Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60 cm c) 100 cm.....	67
Figura 4.9	Comparativo del calentamiento respecto a la misma longitud a) tubo de ½” b) tubo de ¾” c) tubo de 1”.....	68
Figura 4.10	Comparativo del calentamiento respecto al mismo diámetro a) tubo de 30 cm b) tubo de 60 cm c) tubo de 100 cm.....	69

RESUMEN

En este trabajo se llevó a cabo el estudio termodinámico de un tubo termosifón bifásico con la finalidad de sustentar su eficiencia térmica y demostrar que es un dispositivo óptimo para el control y regulación de temperatura de un medio o sistema mediante la transferencia de calor.

Para lograr dicho objetivo se realizó primeramente la revisión bibliográfica para establecer el fundamento teórico y así de esta manera proceder a definir el modelo matemático que describe el funcionamiento ideal del tubo termosifón, considerando los parámetros de temperatura, caída de presión y transferencia de calor.

Posteriormente se construyeron tubos termosifones considerando los diámetros de $\frac{1}{2}$ ", $\frac{3}{4}$ " y 1" con las longitudes de 30 cm, 60 cm, y 100 cm, siendo estas últimas una variante respecto a otros trabajos realizados, además de realizar el llenado de los tubos con 2 presiones de vacío: 20 y 23 in de Hg; considerando el cobre para el material del cuerpo y como sustancia de trabajo agua destilada, para hacer las comparaciones pertinentes en su rendimiento térmico.

Con esto se obtuvieron los resultados de manera experimental, haciendo pruebas de calentamiento a los tubos y analíticamente por simulación numérica utilizando ANSYS FLUENT, con lo que se pudieron comparar estos resultados y a la vez contrastar con coeficientes empíricos para darle validez a la eficiencia térmica de los tubos.

INTRODUCCIÓN

A través de los años se ha podido apreciar que durante la operación y/o funcionamiento de maquinaria, equipos y procesos industriales se presenta una generación de calor en exceso que suele considerarse como un remanente o calor de desecho, razón por la cual se ha vuelto una necesidad estudiar el comportamiento de ese calor. Tal es así que resulta trascendental analizar la transferencia de calor entre componentes y sistemas, trayendo consigo el desarrollo e implementación de dispositivos que faciliten la disipación o recuperación de este calor de desecho.

Siempre que existe un gradiente de temperatura en un sistema, o cuando se ponen en contacto dos sistemas con temperaturas diferentes se transfiere energía en forma de calor, y este flujo de calor es un proceso mediante el cual se cambia la energía interna de un sistema. Se sabe por experiencia que no es posible que un proceso tenga por resultado solo la transferencia neta de calor de una región con mayor temperatura a otra con menor temperatura. Por consiguiente todos los procesos de transferencia de calor comprenden el intercambio y/o la conversión de energía y pueden ser estudiados en base a la primera y segunda ley de la termodinámica.

Es así como se desarrollan los intercambiadores de calor que son dispositivos o sistemas en los que el calor se transfiere de un fluido circulando a otro, y cuyo fluido puede ser líquido o gas y en algunos intercambiadores pueden circular más de dos fluidos. Estos dispositivos pueden ser de una estructura tubular en donde los más comunes son los de doble tubo y los de coraza y tubos, también están los de estructura de placas apiladas, que incluye los intercambiadores de placa y aletas y placa y marco entre otras configuraciones. La función de los intercambiadores de calor ha adquirido más importancia recientemente ya que los ingenieros tienen más interés en los aspectos energéticos y quieren optimizar sus diseños no solo en términos de un análisis térmico y de la rentabilidad económica de la inversión, sino también en términos del retorno de energía de un sistema [11].

Algunos de estos tipos de intercambiadores de calor y su configuración se muestran en la siguiente figura:

Índice

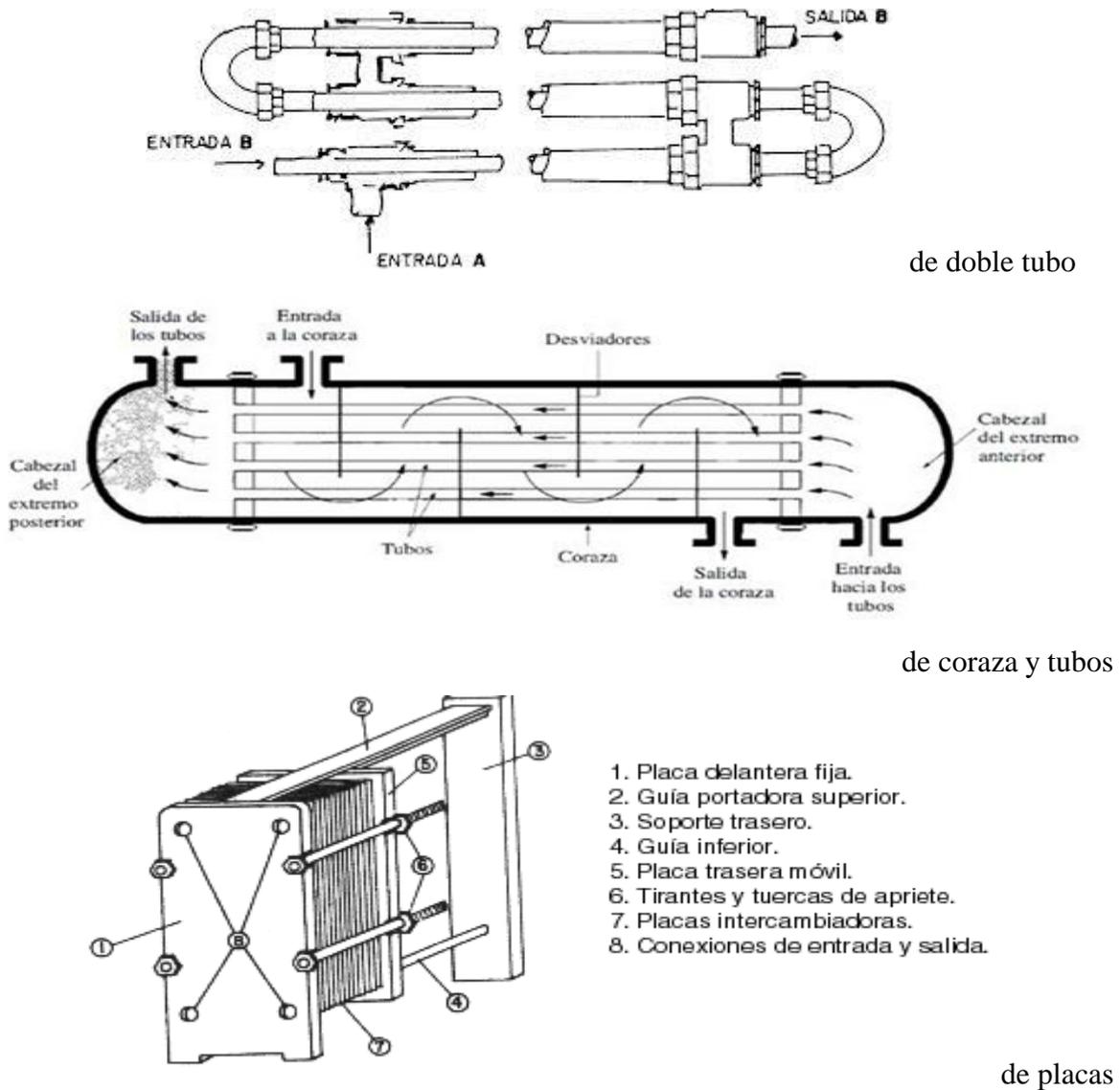


Figura 1 Tipos de intercambiadores de calor

Derivado de estos intercambiadores de calor surgen los tubos de calor llamados caloductos, en los cuales no resulta relevante la posición de operación, y es a partir de ahí que al darle una variante a la condición de vacío y el efecto de la gravedad surgen los tubos termosifones, que en un principio solo eran de una fase y con el paso de los años se han venido desarrollando los tubos termosifones bifásicos.

Índice

Planteamiento del problema

Durante el funcionamiento de diversos sistemas industriales se llega a presentar un exceso de calor en sus componentes y/o en la sustancia de trabajo, y éste no se reutiliza o disipa de manera satisfactoria con los intercambiadores de calor convencionales

Hipótesis

El estudio analítico propuesto demostrará que los tubos termosifones bifásicos son una opción inmejorable para el ahorro de energía térmica en procesos industriales en donde existe calor de desperdicio o de desecho.

Objetivo General:

Desarrollar un estudio termodinámico del comportamiento de los tubos termosifones bifásicos para utilizarlos en el ahorro de energía térmica en procesos industriales.

Objetivos específicos:

- 1- Analizar la transferencia de calor en un tubo termosifón bifásico.
- 2- Analizar el comportamiento del flujo en dos fases dentro del tubo termosifón.
- 3- Construir tubos termosifones bifásicos para realizar pruebas experimentales.

Índice

Justificación

Es bien sabido que durante el funcionamiento de diversos sistemas industriales se llega a presentar un exceso de calor en sus componentes y/o en la sustancia de trabajo, y éste no se reutiliza o disipa de manera satisfactoria con los intercambiadores de calor convencionales, lo cual se convierte en una situación de incertidumbre y por consiguiente se ha vuelto necesario implementar nuevos dispositivos que ayuden al aprovechamiento y/o disipación de este calor.

El estudio analítico propuesto demostrará que los tubos termosifones bifásicos son una opción inmejorable para el ahorro de energía térmica en procesos industriales en donde existe calor de desperdicio o de desecho, dando una solución alternativa a este problema, mediante la evaluación de su eficiencia térmica en comparación con otros dispositivos.

Ya que se desarrollara un estudio termodinámico del comportamiento de los tubos termosifones bifásicos para utilizarlos en el ahorro de energía térmica en procesos industriales. De tal manera que se busca impactar en el ámbito tecnológico con la aplicación de estos dispositivos para la disipación y/o reutilización del calor, así como lograr la disminución de costos por consumo de energía, de operación y mantenimiento por su implementación

Índice

1. MARCO TEORICO

En este capítulo se mencionan los antecedentes que sirvieron de referencia para la realización de esta tesis, de tal manera que se describen algunos trabajos teórico – experimentales realizados por investigadores a nivel nacional e internacional. También se explica las características termodinámicas, de transferencia de calor, flujo en dos fases y operacionales que rigen el comportamiento de los tubos termosifones bifásicos.

Índice

1.1 Antecedentes

Para la elaboración del actual estudio es necesario considerar algunos aspectos relevantes en su desarrollo, ya que de esta manera se pueden incluir elementos fundamentales para su análisis. Es por ello que una parte esencial es conocer las dimensiones y/o especificaciones geométricas, ya que de estas dependerá el comportamiento del flujo de masa dentro del termosifón. Este comportamiento de evaporación-condensación dentro del termosifón debe ser considerado bajo ciertas condiciones como son: la presencia del equilibrio térmico, el análisis separado en una dimensión para transferencia de calor y en 2 fases para el flujo del fluido, el tipo de flujo y algunas consideraciones de cambio de energía cinética y potencial. Para poder llevar a cabo esto es necesario analizar de manera matemática el flujo de masa en dirección transversal y longitudinal, así como el cambio de presión; por lo que se incluyen aspectos como la fricción, aceleración y efecto de la gravedad en condiciones térmicas, los cuales son determinados mediante la aplicación de fórmulas como son: de correlación de Stomma, de Chisholm, la de Lottes-Flinn, para poder definir la relación entre longitud y diámetros más adecuada [1]. Y esto nos resulta relevante para definir las dimensiones del tubo termosifón bifásico a utilizar.

También resulta conveniente darle validez a un termosifón mediante su comparativo teórico-experimental de comportamiento. Ya que de esta manera se define la trayectoria de la transferencia de calor respecto a la dirección radial y axial. El desarrollo se hace mediante un modelo en dos dimensiones donde se consideran que la transferencia de calor en el líquido es por conducción, que hay una interface evaporación-condensación y que la temperatura del vapor es constante al igual que las propiedades termofísicas de las paredes del tubo, donde además se consideran tres secciones axiales: sección del evaporador, sección adiabática y sección del condensador. Aquí la importancia del análisis se enfoca en los tiempos del proceso, ya que al realizar el estudio numérico se resaltan las ecuaciones de energía que rigen el comportamiento del termosifón y estos resultados se contrastan con la prueba experimental, de tal forma que se llega a determinar que un modelo en dos dimensiones presenta resultados muy próximos a los observados en forma experimental [2] y con esto se da relevancia al modelado que se lleva a cabo.

Buscando una mejora de los termosifones y mayor eficiencia en el proceso de enfriamiento, se desarrollan termosifones de varias capas unidas en posición vertical y donde se busca que el flujo de líquido y el vapor de trabajo interactúan como el flujo interno. Para el caso del modelo matemático se establece un sistema compuesto por dos fluidos que coexisten al mismo tiempo, además de caracterizar flujo laminar y turbulento; con esto es posible ver el intercambio de masa, momento y energía entre los dos fluidos, para lo cual se establecen ecuaciones diferenciales de continuidad, de momento y de energía para la fase de vapor y de líquido que se resuelven por el método de volumen finito, de igual manera se utiliza el algoritmo IPSA para analizar la fase líquido-vapor y determinar los valores de presión y velocidad que satisfacen la conservación de masa dentro del tubo.

Con los resultados de la simulación y la investigación experimental se establecen las variaciones de temperatura y el comportamiento de la distribución de temperatura a través de las paredes del termosifón y con esto se determina que la temperatura en la superficie y la diferencia de temperatura varían respecto al poder de transmisión de calor [3] y con esto nos sirve para predecir el flujo interno y la transferencia de calor del termosifón.

Otro aspecto que debe considerarse en el desarrollo y diseño de un tubo termosifón es la sustancia o fluido de trabajo respecto a su comportamiento térmico y sus propiedades termofísicas, buscando con esto establecer un estudio de los efectos combinados de las propiedades del fluido de trabajo con la resistencia térmica del termosifón. De tal forma que se propone un modelo matemático que analiza el efecto hidrodinámico del fluido de trabajo en la resistencia térmica del tubo, para lo cual se plantea un modelo de orden reducido para poder llevar a cabo un análisis dimensional y a su vez poder ser modificado para diferentes fluidos de trabajo.

Resulta conveniente utilizar un modelado matemático algebraico diferencial-integral (DIA) ya que con estos modelos y mediante la validación experimental se determina que la resistencia térmica presentada en el tubo dependerá del fluido de trabajo, al tiempo que se puede estimar la resistencia térmica total [4] lo cual se verá reflejado en la eficiencia térmica del tubo.

En el análisis de la resistencia térmica de un tubo de calor y por consiguiente de un termosifón, resulta necesario evaluar el material de construcción ya que en este se va a determinar el flujo de calor que se da tanto en forma conductiva como en forma convectiva. En este caso se evalúa la capacidad que tiene el cobre sinterizado para poder transferir calor, por lo que una parte primordial del estudio es la capilaridad y la permeabilidad que presenta el material para facilitar el flujo de calor. El análisis se hace mediante la aplicación de cinco niveles de potencia con lo que se aprecia la variación en la temperatura y por consiguiente se puede determinar la resistencia térmica, así como el coeficiente de transferencia de calor, estableciendo que una aplicación óptima sería el enfriamiento de componentes electrónicos.

Cabe resaltar que el estudio es prácticamente realizado en un termosifón y donde se analiza por separado tanto la sección de condensación como la de evaporación, lo cual permite visualizar el comportamiento de las pérdidas de calor y los cambios de temperatura [5] cuyas mediciones sirven de referencia para otros tubos de calor o termosifones que se vayan a diseñar.

En la búsqueda de mejorar el rendimiento de un tubo termosifón se hace la propuesta de que el fluido de trabajo sea una mezcla de dos fluidos, ya que al tener dos fluidos se pueden variar las condiciones del termosifón respecto a las proporciones de los mismos y sus propiedades químicas y físicas, en especiales calores latentes de vaporización y condensación. De manera experimental lo que se hace es proponer diferentes diámetros del tubo y diferentes porcentajes de llenado, de tal manera que en la prueba realizada se hace la contrastación de la transferencia de calor del termosifón utilizando agua, etanol y mezclas de etanol-agua y trietilenoglicol-agua, donde se puede apreciar la distribución de temperatura y por ende el comportamiento entre las secciones de evaporación y condensación del termosifón.

Índice

Aquí resulta relevante considerar el calor latente de vaporización del fluido ya que su comportamiento en forma individual o en mezcla será diferente y en este segundo se deberá definir de manera precisa las cantidades que la conforman, ya que de esto dependerá el

flujo de calor que se dé dentro del termosifón, tal es así que se demuestra mayor eficiencia en la transferencia de calor por parte de la mezcla de etanol-agua, mientras que en la mezcla de trietilenoglicol-agua se aprecia que conforme aumenta la cantidad de trietilenoglicol la transferencia de calor disminuye, por lo que se recomienda esta mezcla para termosifones pequeños.

Otro aspecto a resaltar es la adaptación de las ecuaciones de Rohsenow y de Nusselt para predecir el coeficiente de transferencia de calor, y la ecuación de Faghri para estimar la máxima transferencia de calor [6] lo cual resulta de gran utilidad para establecer la mezcla adecuada del fluido.

En el análisis de tubos termosifones se puede establecer un estudio equivalente en tubos convencionales y minicanales, en donde se busca analizar el comportamiento y la relación existente entre el flujo de masa y el coeficiente de transferencia de calor, como una consideración del flujo de calor. El análisis realizado se hace bajo la consideración de que el calentamiento se hace desde un lado horizontal y el enfriamiento se da en un lado vertical en donde ambos flujos de calor son constantes y además se considera un modelo de una dimensión.

Los factores considerados como factor de fricción y espacios de fracción para la región adiabática y no adiabática se analizan con las fórmulas de Stomma, Friedel y Müller-Steinhagen para tubos convencionales y las de El-hajal, Zhang-Webb y Tran para minicanales. La distribución del flujo de masa se realiza en forma equivalente para tubos convencionales y minicanales por método numérico considerando un estado estable al igual que la obtención del coeficiente de transferencia de calor en donde además se utiliza la fórmula de Mikielewicz y en ambos casos la sustancia de trabajo es R11.

Una consideración importante es asumir el comportamiento de las regiones de las dos fases como función lineal, con lo que se aprecia con mayor claridad el comportamiento de relación entre el flujo de masa con el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor con el flujo de calor, concluyendo que la variación del flujo de calor incide en los otros dos [7] con lo cual se establece el control y condición del flujo de calor que se debe tener.

Índice

Otra consideración de estudio en los termosifones es el comportamiento del flujo del líquido y del gas dentro del mismo, ya que resulta conveniente ver el comportamiento que tienen si van en el mismo sentido o contrario además de que si están juntos o separados. En este caso la propuesta de estudio se hace con un tubo conformado por dos tubos de cobre y uno de vidrio colocado entre estos dos, estableciendo que el flujo del líquido vaya por una sección y el del gas en otra sección y a contraflujo, la sustancia de trabajo es etanol a un 50% del volumen de evaporación. Para cuestión de análisis se consideran tres resistencias en el tubo: externa, interna y por las propiedades del material, las cuales entre menor sean mayor será la transferencia de calor.

La finalidad de este estudio es determinar el comportamiento del gas y del líquido al tener flujos separados en la transición condensador- evaporador y viceversa, por lo que se analizan diferentes relaciones entre los diámetros de evaporación y de condensación y en donde el fluido de trabajo retorna de la sección de condensación a la de evaporación por un canal de retorno por lo que el termosifón opera eficientemente a alta temperatura. Lo que se puede observar es que al variar la temperatura desde 70°C hasta 90°C se dan cambios en el comportamiento del flujo y se determina también que con una relación menor entre los diámetros de condensación y evaporación, el flujo de calor es mayor dando una ventaja a este tipo de tubo respecto a otros [8] estableciendo como referencia la velocidad de retorno del líquido que incide en la transferencia de calor.

En el análisis y comparación de la eficiencia en la sección del evaporador del termosifón se lleva a cabo la consideración de la superficie del evaporador para determinar cómo influye ésta en la disipación del flujo de calor, además de considerar 3 fluidos de trabajo para hacer un contraste acerca del comportamiento del termosifón.

Índice

Aquí lo que se sugiere es disponer de cuatro superficies en la sección del evaporador que son: plana, semicircular, triangular y dentada, en donde al realizar el experimento y evaluar la disipación del flujo de calor apoyándose de la correlación de Kutateladze se determina que en la superficie plana es donde se presenta el flujo más pequeño y de manera progresiva y se observa un aumento del flujo en la semicircular, en la triangular y en la

dentada, siendo esta última la de un mayor flujo de calor respecto a las otras siendo hasta de un 25% en comparación con la plana. También se observa que en orden progresivo el metanol presenta mayor disipación de calor con respecto al etanol y la acetona, dependiendo en gran medida por las propiedades termo físicas del mismo y la compatibilidad del material del tubo [9]. Con esto podemos establecer que la superficie del evaporador y el fluido de trabajo influyen en el flujo de calor y por ende en la rapidez de disipación.

En busca de un mejor rendimiento térmico de los termosifones bifásicos, se desarrolla una configuración del tubo en base a nanotubos de carbón y el uso de un nanofluido compuesto de agua desionizada y partículas que pueden ser de óxido de aluminio, óxido de cobre, cobre u otros materiales sólidos.

De manera experimental se aplican cuatro potencias eléctricas que son: 30, 45, 60 y 90 W a tres tipos de concentraciones de nanofluido (0.2%, 0.5% y 1%), además de considerar como referencia de comparación el agua desionizada como fluido de trabajo , con el experimento realizado se aprecia la variación en algunos parámetros significativos del termosifón como son: la presión de vacío y la temperatura de la sección del evaporador varían en proporción directa con la concentración del nanofluido, de igual manera al incrementar la concentración del nanofluido se afecta la eficiencia térmica y el número de Nusselt, y por consiguiente la resistencia térmica del tubo termosifón disminuye. Y respecto a la potencia aplicada al aumentar lo hace también el número de Nusselt y la eficiencia térmica del termosifón [10] concluyendo con esto que a una mayor concentración de nanofluido se mejora el rendimiento térmico del tubo termosifón bifásico.

Con lo antes mencionado podemos resaltar los siguientes puntos a considerar para el análisis de un tubo termosifón bifásico:

- 1) Las dimensiones del cuerpo del tubo como son diámetro y longitud
- 2) El fluido de trabajo que va a contener el tubo: si es puro, dos fluidos o nanofluido
- 3) La estructura del tubo: una capa o varias
- 4) Características térmicas del material del tubo y del fluido de trabajo
- 5) Comportamiento del flujo interno
- 6) Superficies del evaporador y condensador

Índice

1.2 Evolución de los tubos termosifones bifásicos

A.M. Perkins fue el primero en patentar un termosifón, el cual era de una fase, en 1831. A éste se le conoce como el tubo de Perkins. En 1892, L.P. Perkins y W. E. Buck patentaron un dispositivo de transmisión de calor, el cual tenía el mismo principio de funcionamiento del que actualmente conocemos como tubo termosifón bifásico. Las aplicaciones del caloducto se retomaron en 1944 cuando Richard S. Gaugler de la General Motors Co., obtuvo la primera patente, utilizando caloductos en la transferencia de calor. Más tarde L. Trefethan en 1962 sugirió su empleo en el programa espacial de Estados Unidos de Norteamérica. Un año después, T. Wyatt de la John Hopkins University obtuvo una patente para aplicarlos en la estabilización de la temperatura de los satélites. En ese mismo año (1963), George M. Grover de los Alamos Scientific laboratory de Nuevo México propuso otro diseño, el cual es el que actualmente se utiliza.

En 1964, la RCA fue la primera organización comercial en llevar a cabo investigaciones en el desarrollo de caloductos. La mayoría del soporte técnico la obtuvo del gobierno con un contrato de 2 años. En los caloductos que construyeron implementaron cobre, níquel, acero y molibdeno como contenedores; los fluidos de trabajo utilizados fueron agua, cesio, sodio, litio y bismuto. En su trabajo experimental alcanzaron la temperatura máxima de operación de 1650 °C [10]. El reconocimiento del caloducto como una alternativa de transferencia de calor rentable, se debió a los resultados teóricos y el diseño de herramientas que fueron publicados por primera vez como un análisis de los caloductos por Cotter en 1965.

En abril de 1968, Nozu describió un calentador de aire que utiliza un conjunto de tubos de calor aletados, a una audiencia de ingenieros en aire acondicionado y refrigeración. Este intercambiador de calor de tubos de calor es de considerable importancia debido al interés de la conservación de energía y la protección del medio ambiente, y puede utilizarse tanto para recuperar el calor de gases de escape calientes, como en sistemas de aire acondicionado industrial y doméstico. En la Figura 1.1 se muestra un esquema del elemento principal.

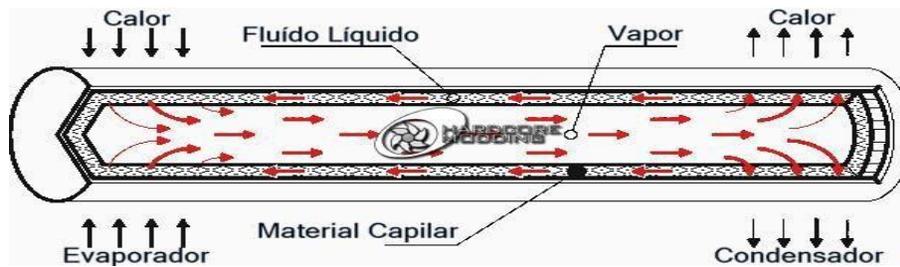


Figura 1.1 Tubo de calor.

Se han llevado a cabo diversas investigaciones en el campo de los termosifones, en las cuales se tomaron en cuenta diferentes diseños de acuerdo a las aplicaciones como es la de Zuo y Faghri, que en 1998 realizaron un trabajo de investigación analítica y experimental sobre el comportamiento termodinámico del fluido de trabajo, dentro de un caloducto y un termosifón, empleando un diagrama temperatura-entropía. Los autores dividen los procesos termodinámicos en dos categorías: 1) transferencia de calor por conducción, a través de la pared del tubo y 2) transferencia de calor y masa, esto es por convección al interior del termosifón [12].

1.3 Transferencia de calor por conducción

Siempre que exista un gradiente de temperatura en un medio sólido el calor fluirá de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura. La velocidad a la que el calor se transfiere por conducción q_k es proporcional al gradiente de temperatura dT/dx por el área a través de la cual se transfiere el calor:

$$q_k \propto A \frac{dT}{dx} \tag{1.1}$$

En esta relación $T(x)$ es la temperatura local y x es la distancia en la dirección del flujo de calor, la velocidad real del flujo de calor depende de la conductividad térmica k , que es una propiedad del medio. Entonces para la conducción a través de un medio homogéneo la tasa de transferencia de calor es:

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \tag{1.2}$$

Índice

El signo de menos es consecuencia de la segunda ley de la termodinámica, que requiere que el flujo de calor debe fluir en una dirección de una temperatura mayor a una temperatura menor. La ecuación 1.2 define la conductividad térmica y se denomina ley de la conducción

de Fourier, que la propuso en 1822. La conductividad térmica de la ecuación 1.2 es una propiedad de material que indica la cantidad de calor que fluirá por tiempo unitario a través de un área unitaria cuando el gradiente de temperatura es unitario, si bien en general la conductividad térmica varía con la temperatura, en muchos problemas de ingeniería la variación es lo suficientemente pequeña como para ignorarla, en la siguiente tabla (1.1) se muestra la conductividad de térmica de algunos materiales usados en ingeniería.

Tabla 1.1 Conductividades térmicas de algunos metales, solidos no metálicos, líquidos y gases [11].

Material	Conductividad	térmica
	a 300 K	(540 °R)
	W / m K	Btu / h ft °F
Cobre	399	231
Aluminio	237	137
Acero al carbono, 1% C	43	25
Vidrio	0.81	0.47
Plásticos	0.2 - 0.3	0.12 – 0.17
Agua	0.6	0.35
Etileno glicol	0.26	0.15
Aceite para motores	0.15	0.09
Freón (líquido)	0.07	0.04
Hidrogeno	0.18	0.10
Aire	0.026	0.02

En el caso simple de flujo de calor unidimensional en régimen permanente a través de una pared plana, el gradiente de temperatura y el flujo de calor no varían con el tiempo y el área de la sección transversal a lo largo de la trayectoria del flujo de calor es uniforme. Entonces las variables de la ecuación 1.2 se pueden separar y la ecuación resultante es:

Índice

$$\frac{q_k}{A} \int_0^L dx = - \int_{T_{\text{caliente}}}^{T_{\text{fria}}} k dT = - \int_{T_1}^{T_2} k dt \quad (1.3)$$

Los límites de integración se establecen de tal forma que cuando $x = 0$ la temperatura es uniforme en T_{caliente} y cuando $x = L$ la temperatura es uniforme en $T_{\text{fría}}$. Si k es independiente de T , después de integrar se obtiene la siguiente expresión para la tasa de conducción de calor a través de la pared:

$$q_k = \frac{Ak}{L} (T_{\text{caliente}} - T_{\text{fría}}) = \frac{\Delta T}{L/Ak} \quad (1.4)$$

En esta ecuación ΔT , la diferencia entre la temperatura mayor T_{caliente} y la temperatura menor $T_{\text{fría}}$ es el potencial propulsor que ocasiona el flujo de calor. La cantidad L/Ak es equivalente a una resistencia térmica R_k que la pared opone al flujo de calor por conducción:

$$R_k = \frac{L}{Ak} \quad (1.5)$$

El recíproco de la resistencia térmica se conoce como la conductancia térmica K_k definida por:

$$K_k = \frac{Ak}{L} \quad (1.6)$$

La relación k/L , la conductancia térmica por área unitaria, se denomina conductancia térmica unitaria para flujo de calor por conducción, en tanto que el recíproco L/k , se denomina resistencia térmica unitaria. El subíndice k indica que el mecanismo de transferencia es por conducción. Los conceptos de resistencia y de conductancia son útiles en el análisis de sistemas térmicos donde ocurren de manera simultánea varios modos de transferencia de calor [11].

1.4 Transferencia de calor por convección

Índice

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos, además de la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere mediante el movimiento global o macroscópico del fluido. El movimiento del fluido se asocia con el hecho de que en cualquier instante grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva o como agregados. Tal movimiento en presencia de un gradiente de temperatura, contribuye a la transferencia de calor. Como las

moléculas en el agregado mantienen su movimiento aleatorio, la transferencia de calor se debe entonces se debe entonces a una superposición de transporte de energía por el movimiento aleatorio de las moléculas y por el movimiento global de fluido.

Considerando la transferencia de calor por convección entre un fluido en movimiento y una superficie limitante cuando estos tienen diferentes temperaturas, se dará como consecuencia de la interacción fluido-superficie el desarrollo de una región en el fluido en la que la velocidad varía de cero en la superficie a un valor finito u_{∞} asociado con el flujo. Esta región del fluido se conoce como capa límite hidrodinámica o de velocidad, más aún si las temperaturas de la superficie y del fluido difieren, habrá una región del fluido a través de la cual la temperatura varía de T_s a T_{∞} en el flujo exterior. Esta región, denominada capa límite térmica puede ser más pequeña, más grande o del mismo tamaño que aquella en la que varía la velocidad, en cualquier caso, si $T_s > T_{\infty}$ ocurrirá la transferencia de calor por convección entre la superficie y el flujo exterior.

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo, será forzada cuando el flujo es causado por medios externos como un ventilador, una bomba o vientos atmosféricos, y será libre o natural cuando el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionada por variaciones de temperatura en el fluido.

Sin embargo hay procesos de convección en los que existe además intercambio de calor latente. Este generalmente se asocia con un cambio de fase entre los estados líquido y vapor del fluido, estos casos son la ebullición y la condensación, como puede ser el caso del movimiento ocasionado por las burbujas generadas al hervir el agua o por la condensación de vapor sobre la superficie externa de una tubería de agua fría.

Sin importar la naturaleza del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma:

$$q'' = h(T_s - T_{\infty}) \quad (1.7)$$

Índice

Donde q'' , el flujo de calor por convección (W/m^2) es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido T_s y T_∞ respectivamente. La constante de proporcionalidad h ($W/m^2 K$) se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección, en la tabla 1.2 se muestran algunos valores típicos y depende de las condiciones en la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte.

Al usar la ecuación 1.7 se supone que el flujo de calor por convección es positivo si el calor se transfiere desde la superficie ($T_s > T_\infty$) y negativo si se transfiere hacia la superficie ($T_s < T_\infty$) [13].

Tabla 1.2 Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección [13].

Proceso	h ($W/m^2 K$)
Convección libre	
Gases	2 - 25
Líquidos	50 - 1000
Convección forzada	
Gases	25 - 250
Líquidos	50 - 20000
Convección con cambio de fase	
Ebullición o condensación	2500 - 100000

1.5 Flujo en dos fases

Para determinar el comportamiento del flujo es necesario apoyarse en el número de Reynolds (Re) ya que mediante este se puede medir la acción de las fuerzas inerciales y viscosas que actúan sobre el fluido y es mediante éste que se determina si el flujo es laminar o turbulento, mediante las siguientes condiciones:

$$Re_x \left(= \frac{\rho V_x x}{\mu} \right) < 10^5 \quad \text{Flujo laminar}$$

Índice

$$\text{Re}_x \left(= \frac{\rho V_x x}{\mu} \right) > 10^5 \quad \text{Flujo turbulento}$$

Donde:

ρ : es la densidad del fluido

V_x : es la velocidad del fluido

x : es la distancia sobre la cual se desplaza el fluido

μ : es la viscosidad del fluido

La interacción entre los flujos depende de la superficie, y del propio flujo, se tiene el caso de que el comportamiento del flujo es similar tanto en tubos, ductos y canales en donde la transición de flujo laminar a turbulento se da cuando Re es aproximadamente 2100, y en donde la caracterización del tipo de fluido se establece mediante la ecuación de Hagen – Poiseuille para flujo laminar y la ecuación de Fanning para flujo turbulento [14].

De igual manera se establece que el flujo en dos fases puede clasificarse bajo las siguientes condiciones: burbujas suspendidas en el estado líquido, gotas de líquido en el estado de vapor, y vapor y líquido existiendo en forma intermitente, las combinaciones de estos modos y la cantidad de fluido determinan los patrones de flujo como se muestran en la Figura 1.2 y por consiguiente influyen en las condiciones hidrodinámicas, de tal forma que se afectan las caídas de presión y la transferencia de calor.

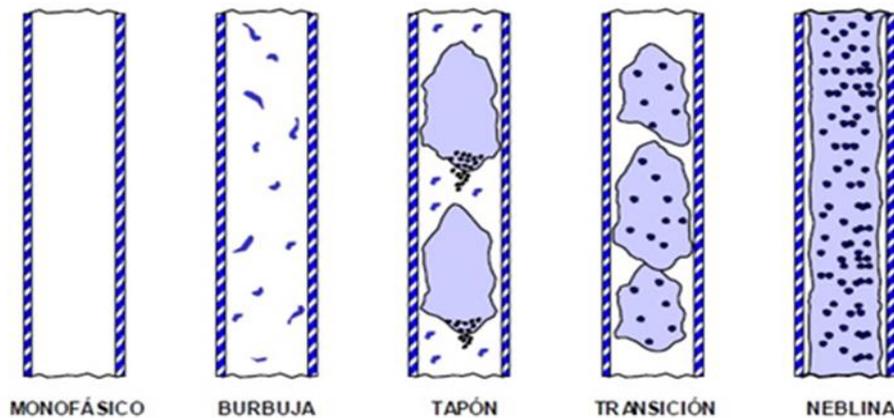


Figura 1.2 Patrones de flujo.

Índice

Cabe mencionar que las condiciones hidrodinámicas del flujo en dos fases dependen de la caída de presión y la distribución de velocidad entre otros aspectos así como el comportamiento observado del patrón de flujo o régimen de flujo que en el caso de un flujo simple sólo se determina por si el flujo es laminar o turbulento. Con la identificación del régimen de fluido se puede establecer un mapa o representación de las condiciones de frontera para cada fase, que una vez establecidas se pueden realizar cálculos para determinar magnitudes de orden mediante formas de integración de ecuaciones de momento y de continuidad. Otro aspecto a considerar es el patrón de flujo presentado en el flujo adiabático y en el caso de secciones verticales la gravedad influye en el comportamiento del mismo, ya que el tamaño de las burbujas que se desplazan varían desde pequeñas hasta grandes y de pocas a muchas, por lo que la velocidad de su desplazamiento será diferente y consiguiente la interacción de fases líquido-vapor se modifica [15].

1.6 Funcionamiento de un tubo termosifón bifásico

El tubo termosifón bifásico es un dispositivo simple de transferencia de calor, pero con una alta eficiencia, capaz de transportar energía térmica de una fuente de calor a un sumidero que se encuentren a distancias relativamente lejanas y con una diferencia pequeña de temperatura. El principio de operación es un ciclo de evaporación y condensación de un fluido de trabajo, efectuado en su interior; así se aprovecha este cambio de fase como mecanismo de transferencia de calor. Este proceso lo hace prescindir de partes móviles, esto favorece y disminuye los costos de instalación, operación y mantenimiento. Si además de estas ventajas se toman en cuenta su alta eficiencia y bajo costo de fabricación, al tubo termosifón bifásico se le considera un dispositivo con una alta rentabilidad económica. En el caso de un caloducto (heat pipe) no importa su posición de trabajo, debido a que tiene incorporada una estructura capilar en su interior para garantizar el transporte del fluido de trabajo por capilaridad a lo largo de éste. A diferencia del caloducto, el termosifón debe estar orientado verticalmente, para facilitar el retorno del condensado.

Índice

El termosifón bifásico consiste de cuatro partes principales: un recipiente o cubierta, tapa superior, tapa inferior, y el fluido de trabajo (figura 1.4). Por lo general el recipiente es de forma cilíndrica, frecuentemente se emplean tubos para facilitar su construcción. El

recipiente puede ser de vidrio, cobre, aluminio, acero, etc., de acuerdo a su utilización. Los termosifones bifásicos se sellan con dos tapas del mismo material que del recipiente, las cuales deben estar diseñadas para facilitar el llenado con el fluido de trabajo, la tapa superior tiene un orificio concéntrico por donde se introduce el fluido de trabajo y se produce el vacío, este orificio es sellado con una válvula de aguja.

El recipiente y ambas tapas en conjunto con la soldadura deben resistir las presiones de diseño y de operación de los termosifones bifásicos. El fluido de trabajo debe poseer el mínimo de impurezas gaseosas, líquidas o sólidas disueltas. El principio de funcionamiento es muy sencillo ya que sólo se trata de un ciclo de evaporación condensación de su fluido de trabajo. Cuando se calienta el extremo inferior del tubo hay una evaporación del fluido que se desplaza hacia el extremo superior, donde es posible extraer el calor mediante un sistema de enfriamiento.

Esta extracción de calor provoca una condensación, entonces y debido a que la posición del termosifón bifásico es vertical provoca que la acción de la gravedad sobre el fluido condensado lo conduzca sobre la pared interior del tubo hacia la parte baja del dispositivo y de esta manera el líquido condensado regresa al evaporador cerrando así el ciclo. Por lo tanto el suministro de calor deberá ser por la parte inferior de dicho tubo y la extracción de calor será por su superficie superior.

La diferencia de densidades provocada por el cambio de fase hace que el vapor se mueva del evaporador al condensador, el proceso será continuo siempre y cuando la diferencia de presiones entre el condensador y el evaporador sea suficiente y además se mantenga. De esta manera el termosifón bifásico puede transportar en forma continua calor latente de vaporización, cantidad de calor que es usualmente de magnitudes superiores a la que se transmite como calor sensible en sistemas convectivos convencionales.

Se pueden distinguir tres zonas a lo largo del termosifón: zona de evaporación, zona adiabática y zona de condensación, como se muestra en la figura 1.3.

Índice

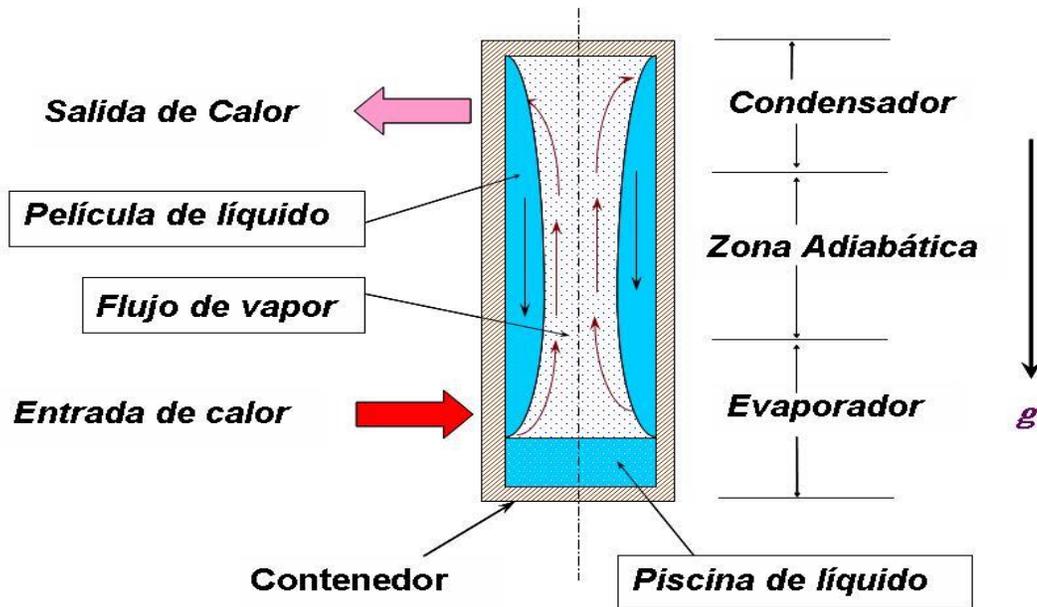


Figura 1.3 Diferentes zonas del termosifón bifásico.

La división de estas zonas es algo arbitraria, ya que ambos cambios, líquido-vapor y vapor-líquido, ocurren en toda las zonas; además, en algunos casos la longitud de la zona adiabática puede ser despreciable comparada con la longitud de las zonas de evaporación y condensación o se puede presentar que la zona adiabática sea mucho mayor a las otras dos zonas.

1.7 Ciclo termodinámico de un termosifón

El termosifón bifásico trabaja en un ciclo termodinámico cerrado, donde se suministra una cantidad de calor $+Q$ a una temperatura promedio del evaporador T_e . Bajo una operación estacionaria, la misma cantidad de calor es recuperada en el condensador donde existe una temperatura promedio más baja T_c . Existe por lo tanto un trabajo en el proceso, dentro del tubo termosifón bifásico, que es utilizado en su totalidad para contrarrestar las pérdidas hidrodinámicas del sistema, en la Figura 1.4 se muestra el diagrama esquemático del ciclo que sigue un termosifón bifásico.

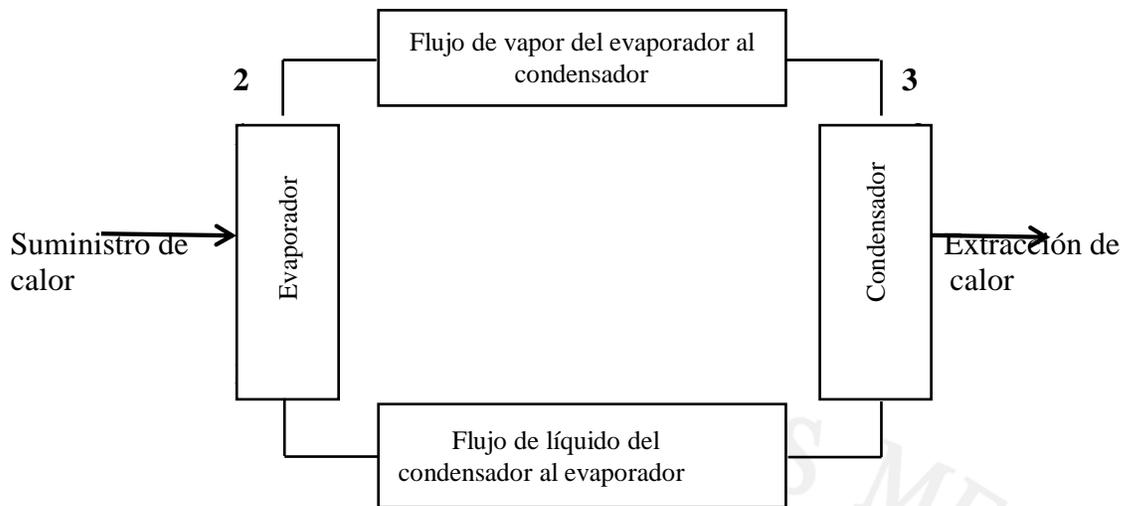


Figura 1.4 Diagrama esquemático del ciclo que sigue un termosifón bifásico.

El ciclo termodinámico de un termosifón bifásico se muestra en la Figura 1.5. El fluido entra al evaporador como líquido comprimido a una temperatura T_1 (estado 1) y sale a una temperatura T_2 o T_2' como vapor saturado o sobrecalentado, respectivamente (estados 2 y 2'). El vapor fluye a través del dispositivo de la sección de evaporación hacia la sección de condensación (procesos 2-3 o 2-2'-3). El vapor entra a la sección de condensación como vapor saturado o húmedo, donde se condensa en su totalidad. El fluido condensado entra a la zona adiabática como líquido saturado (estado 4).

Finalmente, para completar el ciclo el líquido sale de la sección adiabática y entra a la sección de evaporación como líquido comprimido. El trabajo hecho por el fluido de trabajo durante su circulación por el termosifón es el área encerrada por la curva. Como ya se mencionó, el gradiente de temperatura a lo largo del termosifón bifásico es muy pequeña comparada con otros sistemas conductivos, sin embargo un termosifón bifásico nunca podrá ser completamente isotérmico debido a que esto violaría la segunda ley de la termodinámica. El alcance de un análisis termodinámico es muy limitado. En la mayoría de los casos sólo los métodos convencionales de transferencia de calor son necesarios para resolver problemas de termosifones bifásicos, especialmente cuando se requiere una cantidad cuantitativa [12].

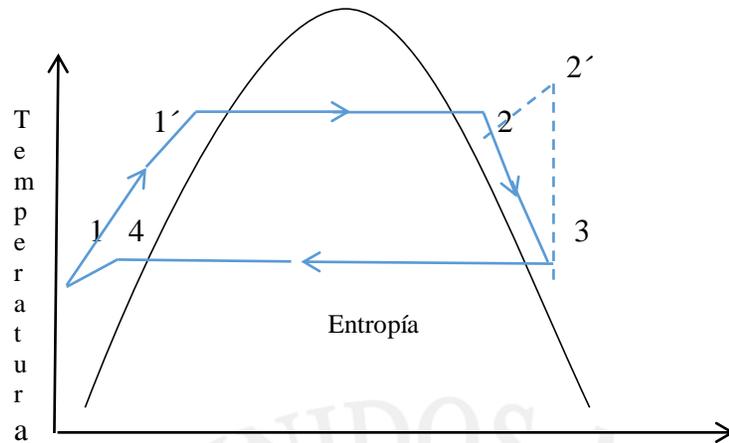


Figura 1.5 Ciclo termodinámico de un termosifón bifásico.

1.8 Transferencia de calor en un termosifón

La dirección de la transferencia de energía es siempre del cuerpo con mayor temperatura al de menor temperatura y una vez establecida la igualdad de temperatura, termina el proceso de transferencia de energía y se afirma que la energía se transfiere en forma de calor.

La cantidad de calor transferida durante el proceso entre dos estados (1 y 2) se denota mediante Q_{12} o sólo Q . La transferencia de calor de un sistema por unidad de masa se denota como q y se determina a partir de:

$$q = \frac{Q}{m} \quad (1.8)$$

En ocasiones es deseable conocer la tasa de transferencia de calor (cantidad de calor transferida por unidad de tiempo) en lugar del calor total transferido durante cierto intervalo de tiempo. La tasa de transferencia de calor se expresa con \dot{Q} donde el punto significa la derivada con respecto al tiempo, o “por unidad de tiempo”. La tasa de transferencia de calor \dot{Q} tiene las unidades kJ/s, equivalente a kW. Cuando \dot{Q} varía con el tiempo, la cantidad de transferencia de calor durante un proceso se determina integrando \dot{Q} sobre el intervalo de tiempo del proceso:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt \quad (1.9)$$

Índice

En donde se considera que $t_2 - t_1$ es el intervalo de tiempo durante el que ocurre el proceso [16].

Para mantener el funcionamiento estable del tubo termosifón bifásico, se requiere que el flujo de vapor y de líquido sean iguales, esto es que $\dot{m}_l = \dot{m}_v = \dot{m}$. El flujo de calor \dot{Q} que puede ser transferido por un tubo termosifón bifásico está determinado por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m} h_{fg} (T_{ad}) \quad (1.10)$$

Donde $h_{fg} (T_{ad})$ es el calor latente de evaporación a la temperatura de operación (o temperatura de la zona adiabática) del termosifón.

Para conocer el flujo másico se sustituyen las diferencias de presión de cada condición de operación en la condición de funcionamiento del dispositivo, con lo que se obtiene la siguiente expresión:

$$\rho_v g l = \frac{\mu_l \dot{m}_l l_{eff}}{\rho_l A_l K} + \frac{8\mu_v \dot{m}_v l_{eff}}{\pi \rho_v r_v^4} \quad (1.11)$$

Donde:

\dot{m}_l, \dot{m}_v = flujos másicos de líquido y vapor [kg/s]

l_{eff} = longitud efectiva del tubo (longitud de las 3 secciones) [m]

μ_l, μ_v = viscosidad del líquido y de vapor [kg/ms]

ρ_l, ρ_v = densidad del líquido y vapor [kg/m³]

A_l = área anular donde fluye la película de líquido [m²]

K = coeficiente de permeabilidad (en este caso $k=1$)

r_v = radio del tubo [m]

Despejando el flujo másico, y debido a que $\dot{m}_l = \dot{m}_v = \dot{m}$ para que se satisfaga la condición de continuidad, se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{\pi g l \rho_l^2 \rho_v A_l k r_v^4}{l_{\text{eff}} [\pi \mu_l \rho_v r_v^4 + 8 \mu_v \rho_l A_l k]} \quad (1.12)$$

Por lo que la expresión que proporciona el flujo de calor trasferido por el termosifón es:

Índice

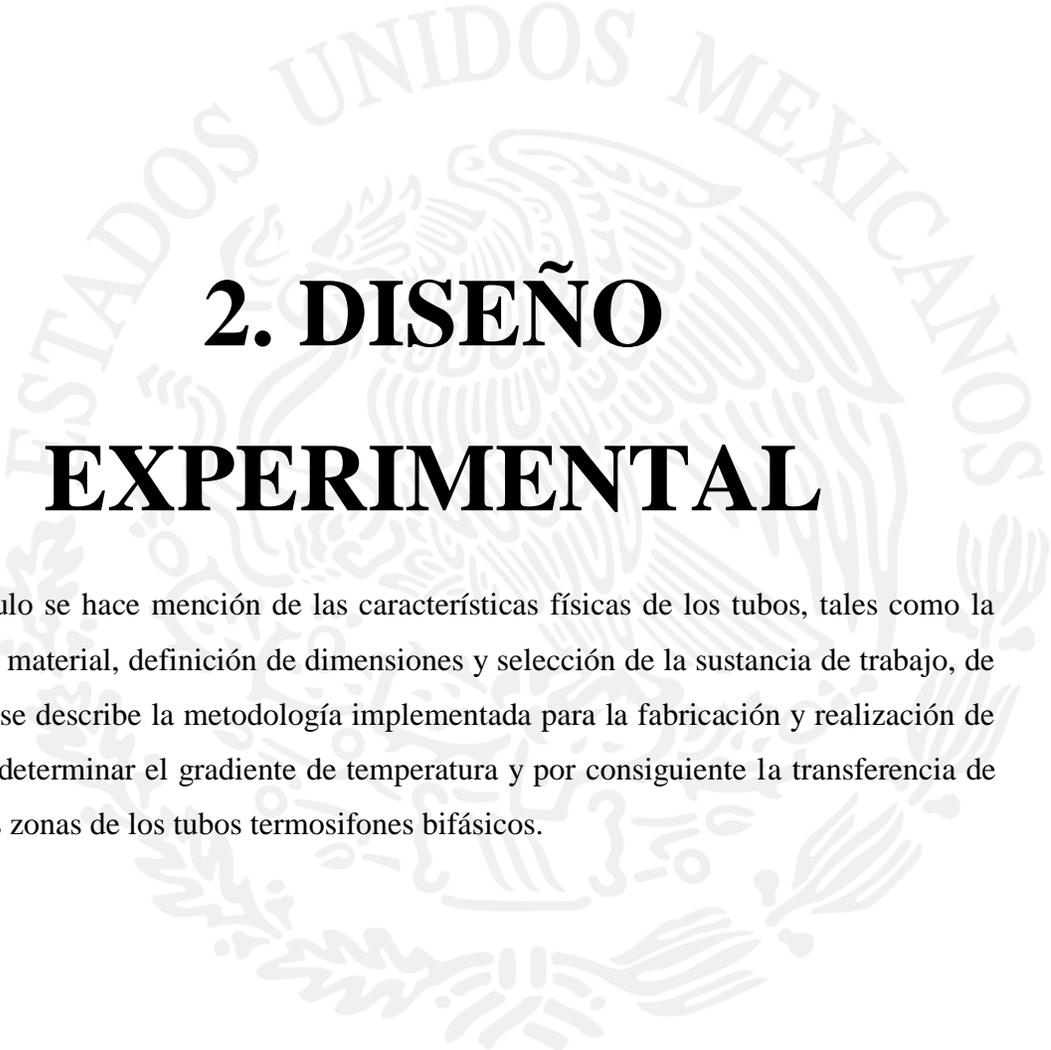
$$\dot{Q} = h_{\text{fg}} (T_{\text{ad}}) \frac{\pi g l \rho_l^2 \rho_v A_l k r_v^4}{l_{\text{eff}} [\pi \mu_l \rho_v r_v^4 + 8 \mu_v \rho_l A_l k]} \quad (1.13)$$

En esta expresión se tienen variables complicadas de medir, por lo que se recurre a correlaciones experimentales para facilitar el entendimiento del comportamiento de los termosifones. Una de las ventajas de las correlaciones es su facilidad de empleo y las mejores correlaciones son obviamente las que tienen la mejor base teórica o las que se han probado en base a numerosos datos experimentales [12].

Con todo esto se puede establecer las condiciones necesarias para poder estudiar un tubo termosifón bifásico de manera satisfactoria, ya que al considerar estas características en la operación del mismo, se puede manipular los parámetros de tal manera que el termosifón pueda ser analizado bajo diferentes condiciones de diseño.

Con el establecimiento y conocimiento adecuado de estos parámetros se procede a la construcción del tubo termosifón bifásico que ha de ser puesto a prueba de forma experimental y así de esta forma contrastar su eficiencia térmica.

Índice



2. DISEÑO EXPERIMENTAL

En este capítulo se hace mención de las características físicas de los tubos, tales como la selección del material, definición de dimensiones y selección de la sustancia de trabajo, de igual manera se describe la metodología implementada para la fabricación y realización de pruebas para determinar el gradiente de temperatura y por consiguiente la transferencia de calor entre las zonas de los tubos termosifones bifásicos.

Para poder llevar a cabo el diseño experimental el primer paso a realizar fue la revisión bibliográfica, en donde se hizo la consulta de libros referentes a transferencia de calor, transferencia de masa, flujo de dos fases y tubos de calor, de igual manera se consultaron revistas electrónicas como son: Archives of thermodynamics, Experimental heat transfer and Applied thermal engineering entre otras, con la finalidad de conocer las investigaciones que se están realizando por parte de otros investigadores y los alcances que han tenido.

Con esta revisión se da la validez teórica a la investigación ya que es necesario establecer el marco conceptual indicando fundamentos teóricos, leyes, principios, ecuaciones y parámetros considerados en el desarrollo de la investigación y que sirven como base y referencia para la realización de cálculos para la obtención de resultados.

Con esto se estableció la metodología (ver Figura 2.1) para llevar a cabo el diseño experimental, cuyo propósito es el de construir los tubos y realizar pruebas de calentamiento para poder determinar la transferencia de calor en los mismos.

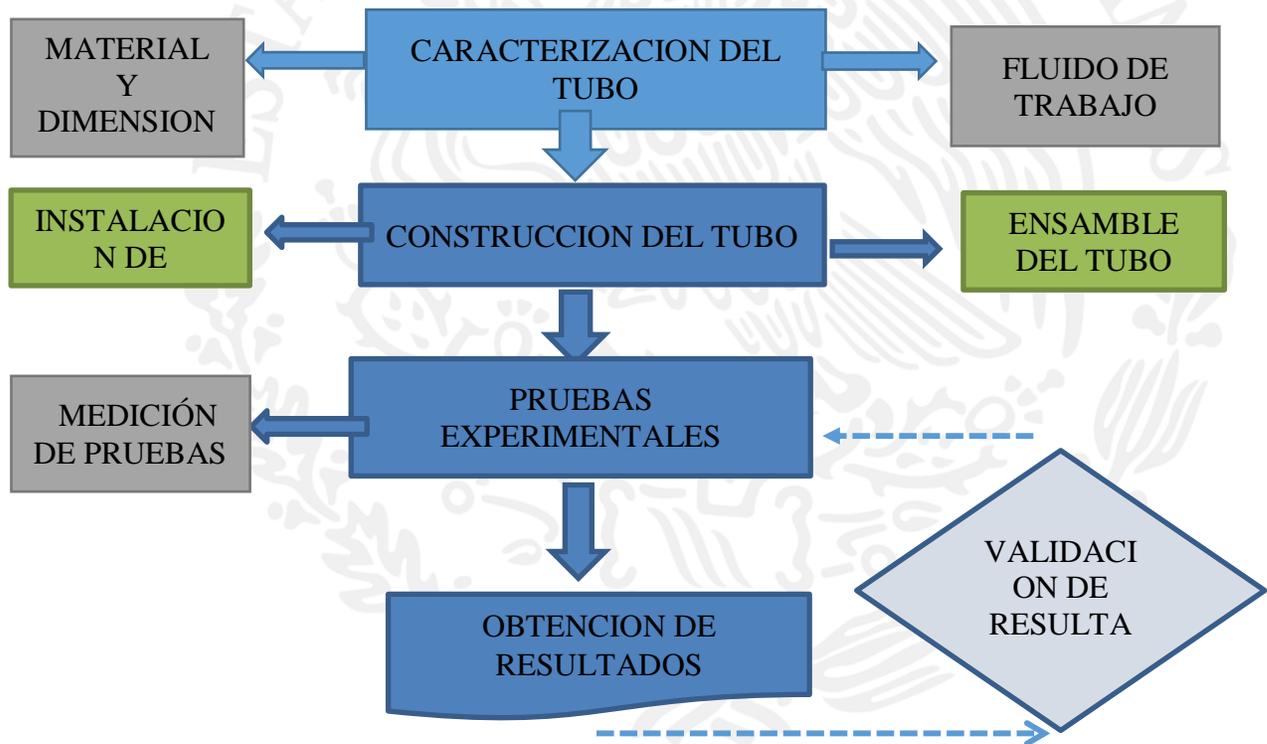


Figura 2.1 Metodología para el diseño experimental

Índice

2.1 Caracterización del tubo

Las reacciones químicas que se presentan entre el fluido de trabajo y el recipiente, o la descomposición del fluido de trabajo, propiciadas por las altas temperaturas de operación, pueden llevar a la formación de gases no condensables o problemas asociados con la corrosión. El efecto de la formación de gases no condensables puede dar lugar a la disminución del rendimiento o falla total. Los problemas de corrosión pueden conducir a la degradación de las características térmicas y mecánicas del recipiente. Debido a estos efectos perjudiciales, deberán tenerse especiales consideraciones en la compatibilidad al elegir el fluido de trabajo y el material del contenedor de manera tal que se prevengan el acontecimiento de estos problemas sobre la vida operacional del termosifón, esto se puede determinar usando la Tabla 2.1 que se muestra a continuación:

Tabla 2.1. Compatibilidad de sustancias de trabajo y materiales de fabricación comúnmente utilizados en tubos termosifones bifásicos.

Fluido de trabajo	Aluminio	Hierro	Cobre	Nikel	Acero inoxidable	Acero al carbono	Titanio
Nitrógeno	C	C	C	C	C		
Amoniaco	C	C	I	C	C	I	C
Acetona	C	C	C	C	C	C	C
Agua	L	I	C	C	C*	I	C
Potasio	I		C a 600K	C	C	I	I
Litio				C	C	I	
Metano	C		C		C		
Metanol	I	C	C	C	C	I	C
Sodio	I		C a 600K	C	C	I	I
Naftaleno	L	L			C	C	C
n-Octano					C		
Tolueno	C	C	C		C	C	C
Freón	L**	I	C	C	C	C	
Etanol	L	C	C	C	C	C	C

Nota: C – Compatible, L – Compatibilidad limitada, I – Incompatible; * - posible generación de hidrogeno, ** - Posible corrosión, y sin símbolo - - datos confiables no disponibles. [12]

Índice

Selección del material y dimensiones

De acuerdo con las propiedades observadas en los diversos materiales utilizados para la construcción de tubos termosifones bifásicos, uno de los materiales que presenta mejores condiciones de compatibilidad con los fluidos de trabajo es el cobre, razón por la cual se

propone como material a utilizar para la elaboración de los tubos termosifones, considerando las siguientes dimensiones: diámetros: $\frac{1}{2}$ “, $\frac{3}{4}$ “y 1” y con longitudes de 30, 60 y 100 cm. Para de esta manera poder establecer comparaciones del comportamiento respecto a la longitud. Además deben considerarse algunas características que se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Especificaciones técnicas del tubo termosifón bifásico.

Especificaciones técnicas del Tubo termosifón bifásico		
Longitud Total	Diámetro Interno	Diámetro del Apéndice
Longitud del Evaporador	Diámetro Exterior	Material del Recipiente
Longitud del Condensador	Temperatura máxima de Operación	Material del Apéndice
Longitud de la Zona Adiabática	Presión Máxima de Operación	Fluido de Trabajo

Para ello se obtiene la información requerida de cada uno de los tubos termosifones bifásicos para llevar a cabo su construcción:

Tubos de $\frac{1}{2}$ ”

Cuerpo del TTB: Material cobre de $\frac{1}{2}$ ” de diámetro, con una longitud de 300 mm, 600 mm y 1000 mm, diámetro interior de 13.4 mm, diámetro exterior de 16.0 mm y un espesor de 1.3 mm.

Tapón inferior: Material cobre tipo L de $\frac{1}{2}$ ” de diámetro, con una altura de 11.4 mm, diámetro interior de 16.0 mm y diámetro exterior de 17.2 mm.

Tapón Superior: Material cobre tipo L de $\frac{1}{2}$ ” de diámetro, con una altura de 11.4 mm, diámetro exterior de 17.2 mm y un diámetro del orificio concéntrico de 6.5 mm.

Mecha: Material cobre tipo L de $\frac{1}{4}$ ” de diámetro, con una longitud de 120 mm, diámetro interior de 5 mm, diámetro exterior de 6.5 mm.

En la Figura 2.2 se muestra la manera de obtener las medidas de los tubos.



Figura 2.2 Medición del tubo de $\frac{1}{2}$ " de diámetro

Tubos de $\frac{3}{4}$ "

Cuerpo del TTB: Material cobre de $\frac{3}{4}$ " de diámetro, con una longitud de 300 mm, 600 mm y 1000 mm, diámetro interior de 19.05 mm, diámetro exterior de 21.05 mm y un espesor de 1 mm.

Tapón inferior: Material cobre tipo L de $\frac{3}{4}$ " de diámetro.

Tapón Superior: Material cobre tipo L de $\frac{3}{4}$ " de diámetro.

Mecha: Material cobre tipo L de $\frac{1}{4}$ " de diámetro, con una longitud de 120 mm, diámetro interior de 5 mm, diámetro exterior de 6.5 mm.

En la Figura 2.3 se muestra la forma de obtener las medidas de los tubos.



Figura 2.3 Medición del tubo de $\frac{3}{4}$ " de diámetro

Índice

Tubos de 1"

Cuerpo del TTB: Material cobre de 1" de diámetro, con una longitud de 300 mm, 600 mm y 1000 mm, diámetro interior de 25.4 mm, diámetro exterior de 28.2 mm y un espesor de 1.4 mm.

Tapón inferior: Material cobre tipo L de 1" de diámetro, con una altura de 15 mm, diámetro interior de 28.4 mm y diámetro exterior de 30.4 mm.

Tapón Superior: Material cobre tipo L de 1" de diámetro, con una altura de 15 mm, diámetro exterior de 30.4 mm y un diámetro del orificio concéntrico de 6.5 mm.

Mecha: Material cobre tipo L de 1/4" de diámetro, con una longitud de 120 mm, diámetro interior de 5 mm, diámetro exterior de 6.5 mm.

En la Figura 2.4 se muestra la manera de obtener las medidas de los tubos.



Figura 2.4 Medición del tubo de 1" de diámetro

2.1.2 Selección del fluido de trabajo y porcentaje de llenado

Como ya se ha mencionado, uno de los parámetros importantes para la operación óptima de los termosifones es el fluido de trabajo, debido a que el buen funcionamiento y eficiencia térmica que define los límites de operación, es en base a la vaporización y condensación del fluido.

Dependiendo del interés de la aplicación, el intervalo de temperaturas de operación de un termosifón puede comprender desde los 5 K hasta por arriba 2500 K [18]. Por ende, de acuerdo con las propiedades del fluido de trabajo, las presiones de trabajo pueden alcanzar unos cientos de Pascales hasta varios Mega Pascales.

Índice

El fluido de trabajo se selecciona tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- Intervalos de temperatura y presión de operación.
- Flujo máximo de calor en el evaporador.

- Propiedades termodinámicas y físicas del fluido (temperatura de ebullición y fusión, propiedades críticas, calor latente de evaporación, volumen específico, etc.).
- Toxicidad.
- Riesgo de explosión o inflamabilidad.
- Condiciones de no operación (de paro) del dispositivo (posibilidad de congelamiento del fluido de trabajo, condiciones de arranque, situaciones de siniestro, etc.)

Los termosifones han sido desarrollados para trabajar con fluidos que van desde los líquidos criogénicos hasta los metales líquidos, dependiendo del intervalo de temperatura de operación. Se pueden clasificar de acuerdo al nivel de temperatura en el que pueden trabajar de la siguiente forma [19]:

1) Temperaturas Criogénicas

Los termosifones criogénicos operan entre 10 y 200 K. Los fluidos de trabajo más comunes son el helio, argón y oxígeno. La cantidad de calor que puede transferir un termosifón bifásico criogénico es bastante bajo debido al pequeño calor de vaporización, alta viscosidad, y baja tensión superficial de las sustancias de trabajo.

2) Temperaturas bajas

El intervalo de temperaturas bajas comprende entre 200 y 550K. La mayoría de las aplicaciones de los termosifones se encuentra en estas temperaturas. Los fluidos que se utilizan comúnmente son el amoníaco, acetona, los compuestos del freón y agua.

El agua tiene buenas propiedades termofísicas, tales como el calor de vaporización y la tensión superficial, además de ser seguro su manejo en la construcción de los tubos termosifones. Esto hace que sea uno de los fluidos de trabajo más utilizados.

3) Temperaturas medias

Los fluidos de trabajo operan en un rango entre 550 y 750 K, los más utilizados son el mercurio y el azufre. El mercurio tiene propiedades muy atractivas, tales como su alta conductividad térmica; pero su toxicidad es un problema muy importante.

4) Temperaturas altas

Por arriba de los 750 K se utiliza generalmente el sodio, litio, plata y un compuesto de sodio-potasio (NaK). La gran cantidad de calor que pueden transportar los termosifones utilizando como fluido de trabajo algún metal líquido, se debe a que dichos metales en

Índice

estado líquido poseen coeficiente de tensión superficial, calor latente de vaporización y conductividad térmica muy altos.

Calculo del porcentaje de llenado

De acuerdo a trabajos previos el porcentaje de llenado se ha determinado bajo las características y materiales de los tubos termosifones bifásicos probados en esos estudios; por lo que para la realización de este estudio se eligió como fluido de trabajo agua destilada, la cual no presenta riesgo de inflamabilidad durante su manipulación. La determinación del volumen se realiza experimentalmente, encontrándose que la mayor eficiencia del TTB se encuentra en un rango del porcentaje de llenado de $17 > \Psi > 20 \%$. El porcentaje de llenado (Ψ) se obtiene dividiendo el volumen del fluido entre el volumen total del tubo:

$$\Psi = V_f / V_t \quad (2.1)$$

Donde:

Ψ : Porcentaje de llenado V_f : Volumen del fluido V_t : Volumen total de tubo

En base a la referencia mencionada fue que se optó por un volumen del fluido de trabajo del 17%, tomándolo como un valor ideal, el cual se encuentra en el rango de eficiencia aceptable para el buen funcionamiento del tubo termosifón bifásico. Este se mide con una pipeta graduada y se introduce al interior del tubo por medio de la mecha.

Con base a lo anterior podemos obtener el volumen final de los tubos termosifones y por consiguiente el volumen del fluido requerido para realizar la carga.

Debido a la geometría de los tubos termosifones bifásicos se utiliza la siguiente fórmula para obtener el volumen del TTB

$$V_t = \pi r^2 h \quad (2.2)$$

Dónde: $\pi = 3.1416$ $D =$ diámetro $h =$ altura (longitud)

Conociendo estos datos y definiendo el porcentaje de llenado se procede a hacer los cálculos correspondientes del volumen total y del fluido de trabajo para cada tubo.

Índice

Tubos de ½” de diámetro tenemos lo siguiente

Para el 1^{er} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (0.67\text{cm})^2 * (30\text{ cm})$$

$$D = 1.34\text{ cm}$$

$$V_t = \mathbf{42.3078\text{ cm}^3}$$

$$h = 30\text{ cm}$$

$$V_f = V_t * \Psi$$

$$V_f = 42.3078\text{ cm}^3 (0.17) = \mathbf{7.1923\text{ cm}^3}$$

Para el 2^{do} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (0.67\text{cm})^2 * (60\text{ cm})$$

$$D = 1.34\text{ cm}$$

$$V_t = \mathbf{84.6156\text{ cm}^3}$$

$$h = 60\text{ cm}$$

$$V_f = 84.6156\text{ cm}^3 (0.17) = \mathbf{14.3846\text{ cm}^3}$$

Para el 3^{er} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (0.67\text{cm})^2 * (100\text{ cm})$$

$$D = 1.34\text{ cm}$$

$$V_t = \mathbf{141.0260\text{ cm}^3}$$

$$h = 100\text{ cm}$$

$$V_f = 141.0260\text{ cm}^3 (0.17) = \mathbf{23.9744\text{ cm}^3}$$

Tubos de 3/4" de diámetro tenemos lo siguiente

Para el 1^{er} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (0.925\text{cm})^2 * (30\text{ cm})$$

$$D = 1.905\text{ cm}$$

$$V_t = \mathbf{85.5068\text{ cm}^3}$$

$$h = 30\text{ cm}$$

$$V_f = 85.5068\text{ cm}^3 (0.17) = \mathbf{14.5361\text{ cm}^3}$$

Índice

Para el 2^{do} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (0.925\text{cm})^2 * (60\text{ cm})$$

$$D = 1.905 \text{ cm}$$

$$V_t = 171.0137 \text{ cm}^3$$

$$h = 60 \text{ cm}$$

$$V_f = 171.0137 \text{ cm}^3 (0.17) = 29.0723 \text{ cm}^3$$

Para el 3^{er} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (0.925 \text{ cm})^2 * (100 \text{ cm})$$

Índice

$$D = 1.905 \text{ cm}$$

$$V_t = 285.0229 \text{ cm}^3$$

$$h = 100 \text{ cm}$$

$$V_f = 285.0229 \text{ cm}^3 (0.17) = 48.4539 \text{ cm}^3$$

Tubos de 1" de diámetro tenemos lo siguiente

Para el 1^{er} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (1.27 \text{ cm})^2 * (30 \text{ cm})$$

$$D = 2.54 \text{ cm}$$

$$V_t = 152.0122 \text{ cm}^3$$

$$h = 30 \text{ cm}$$

$$V_f = 152.012243 \text{ cm}^3 (0.17) = 25.8420 \text{ cm}^3$$

Para el 2^{do} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (1.27 \text{ cm})^2 * (60 \text{ cm})$$

$$D = 1.905 \text{ cm}$$

$$V_t = 304.0244 \text{ cm}^3$$

$$h = 60 \text{ cm}$$

$$V_f = 304.0244 \text{ cm}^3 (0.17) = 51.6841 \text{ cm}^3$$

Para el 3^{er} tubo termosifón:

$$\pi = 3.1416$$

$$V_t = 3.1416 * (1.27 \text{ cm})^2 * (100 \text{ cm})$$

$$D = 1.905 \text{ cm}$$

$$V_t = 506.7074 \text{ cm}^3$$

$$h = 100 \text{ cm}$$

$$V_f = 506.7074 \text{ cm}^3 (0.17) = 86.14 \text{ cm}^3$$

Índice

Con los cálculos realizados se establecen las relaciones de volumen total del tubo y el volumen de trabajo que corresponde al volumen de carga del fluido, estos valores se muestran en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3 Volúmenes total y del fluido de los tubos termosifones bifásicos.

Tubos termosifones bifásicos con diámetro de ½ “				
	Sustancia de trabajo	Longitud (cm)	Volumen Total (cm ³)	Volumen fluido (cm ³)
1	Agua destilada	30	42.3078	7.1923
2	Agua destilada	60	84.656	14.3846
3	Agua destilada	100	141.0260	23.9744

Tubos termosifones bifásicos con diámetro de ¾ “				
	Sustancia de trabajo	Longitud (cm)	Volumen Total (cm ³)	Volumen fluido (cm ³)
1	Agua destilada	30	85.5068	14.5361
2	Agua destilada	60	171.0137	29.0723
3	Agua destilada	100	285.0229	48.4539

Tubos termosifones bifásicos con diámetro de 1 “				
	Sustancia de trabajo	Longitud (cm)	Volumen Total (cm ³)	Volumen fluido (cm ³)
1	Agua destilada	30	152.0122	25.8420
2	Agua destilada	60	304.02	51.6841
3	Agua destilada	100	506.7074	86.14

2.2 Construcción del tubo

Para poder realizar la construcción del tubo termosifón bifásico fue necesario hacer el montaje de la instalación por lo que se estableció la disposición de tubería, conectores, válvulas y una bomba de vacío para la obtención de vacío de los tubos y el llenado de los mismos, también se dispuso de equipo de soldadura para el ensamble y sellado de los tubos, cabe resaltar que esta instalación se implementó en el laboratorio de mecánica. Además de establecer la metodología de ensamble, que en este caso se propuso la siguiente secuencia de construcción:

- Preparación de los materiales.
- Ensamble de los componentes.
- Limpieza interior.
- Generación de vacío en el tubo.

Índice

- Carga del fluido de trabajo.
- Sellado y soldado de la mecha.

Preparación de los materiales

Después de haber dimensionado los tubos termosifones bifásicos y tener claridad de la cantidad de fluido de trabajo a utilizar, se procede a la construcción de los mismos, teniendo en cuenta, que para asegurar un adecuado funcionamiento de los termosifones es necesario evitar impurezas en el interior del contenedor, fugas después de sellado, presencia de gases no condensables en el interior del tubo y garantizar la cantidad de fluido necesario dentro de éste; cualquier falla en alguno de estos puntos afecta el funcionamiento y durabilidad de los mismos [22]. Como parte de la preparación debemos considerar los elementos o materiales que componen cada uno de los tubos termosifones, los cuales se cortan, lijan y sueldan en un pre ensamble y que deben cumplir con las características necesarias para su ensamble definitivo, tal y como se muestra en la Figura 2.5.

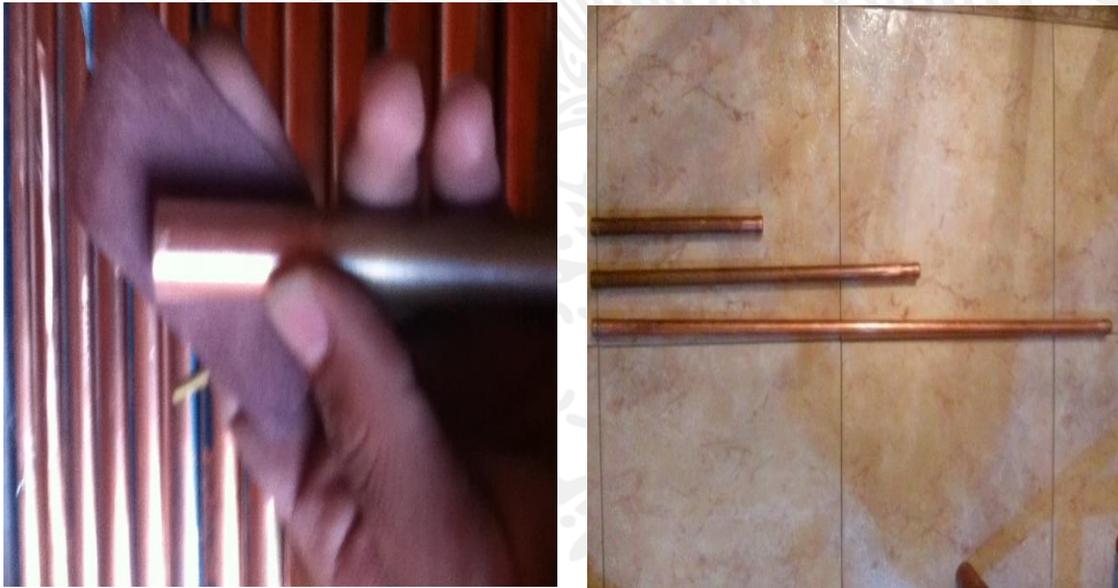


Figura 2.5 Preparación de los tubos

Índice

Tubo de ½”

El tubo termosifón bifásico se construye de tubo de cobre de ½” de diámetro, tipo L, con un diámetro exterior de 16.0 mm, diámetro interior de 13.4 mm y una longitud total de 300mm; 600mm y 1000mm. En el extremo superior e inferior del tubo se suelda un tapón del mismo material con la particularidad que en la parte superior el tapón cuenta con un orificio concéntrico cuyo diámetro es igual a 6.5 mm. En la parte superior el tubo cuenta con una mecha del mismo material, de diámetro exterior de 6.5 mm y un diámetro interior de 5 mm.

Tubo de ¾”

El tubo termosifón bifásico se construye de tubo de cobre de ¾” de diámetro, tipo L, con un diámetro exterior de 21.05 mm, diámetro interior de 19.05 mm y una longitud total de 300mm; 600mm y 1000mm. En el extremo superior e inferior del tubo se suelda un tapón del mismo material con la particularidad que en la parte superior el tapón cuenta con un orificio concéntrico cuyo diámetro es igual a 6.5 mm. En la parte superior el tubo cuenta con una mecha del mismo material, de diámetro exterior de 6.5 mm y un diámetro interior de 5 mm.

Tubo de 1”

El tubo termosifón bifásico se construye de tubo de cobre de 1” de diámetro, tipo L, con un diámetro exterior de 28.2 mm, diámetro interior de 25.4 mm y una longitud total de 300mm; 600mm y 1000mm. En el extremo superior e inferior del tubo se suelda un tapón del mismo material con la particularidad que en la parte superior el tapón cuenta con un orificio concéntrico cuyo diámetro es igual a 6.5 mm. En la parte superior el tubo cuenta con una mecha del mismo material, de diámetro exterior de 6.5 mm y un diámetro interior de 5 mm.

Para los tres tipos de tubos la mecha tiene la finalidad de ser la conexión para la generación de vacío y llenado de los mismos.

Ensamble del tubo

Índice

Una vez que se cuenta con todos los elementos que componen el TTB se procederá a su ensamble, como lo muestran las Figuras 2.6, 2.7 y 2.8. Como primer paso se ensambla y se suelda la mecha con el tapón superior de orificio concéntrico.



Figura 2.6 Pre ensamble de los tubos.

A continuación se ensambla y se suelda este nuevo elemento con el cuerpo del TTB, para concluir con el ensamble del tapón inferior el cual se suelda igualmente al cuerpo del TTB. El material de la soldadura 1, 2 y 3 es estaño (punto de fusión 210°C); debe verificarse que cada una de estas soldaduras queden exentas de algún poro, ya que si se presentan porosidades debido a la aplicación de la soldadura, no se podría realizar el vacío y en consecuencia el tubo no funcionaría [17].

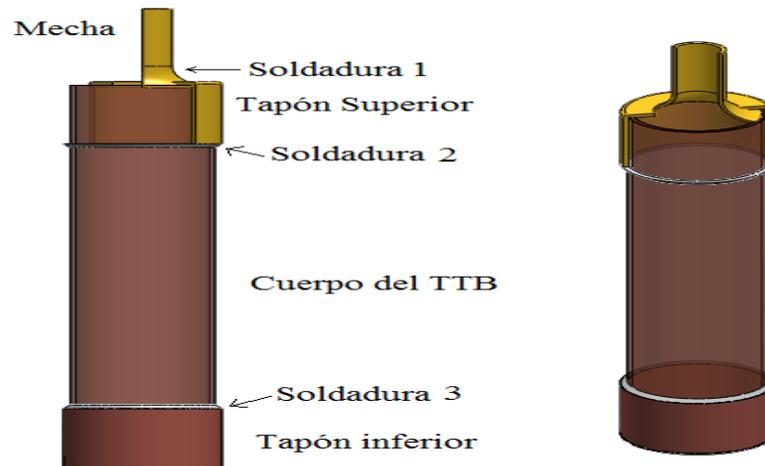


Figura 2.7 Ensamble del Tubo termosifón bifásico.

Índice



Figura 2.8 Tubos termosifones bifásicos ensamblados.

Limpieza

Este proceso se lleva a cabo siguiendo las siguientes etapas: una limpieza inicial y la remoción de cualquier fragmento heterogéneo de tierra y/o arena, materia orgánica, limaduras de metal, entre otros; enseguida se efectúa un proceso de limpieza química para remover cualquier película de agua o grasa del contenedor; al final se realiza una serie de enjuagues para remover cualquier remanente de solvente o químico corrosivo [20].

Este procedimiento consiste en realizar un lavado interior del tubo con la finalidad de quitar todas las impurezas de materiales orgánicos e inorgánicos (ver Figura 2.9). Por lo que en primera instancia se prepara una mezcla jabonosa, que se utiliza como primer elemento de lavado; este proceso se repite de 5 a 6 veces. Posteriormente se utiliza etanol como desengrasante; similarmente al proceso anterior, este se repite de 3 a 4 veces y finalmente se utiliza agua destilada como enjuague, calentándola a una temperatura de 92 °C, cabe mencionar que en cada lavado – enjuague las sustancias empleadas fueron cambiadas para asegurar la limpieza de los tubos. Por último se le aplica un precalentamiento a flama constante durante unos 20 segundos al cuerpo del tubo solamente y se deja reposar de 3 a 4 horas con la finalidad de que el TTB se seque perfectamente.



Figura 2.9 Lavado y enjuague de tubos termosifones.

Esta operación de limpieza se realizó a todos los tubos termosifones bifásicos, debido a que era una condición indispensable para poder asegurar el funcionamiento de los mismos durante la realización de las pruebas experimentales de manera satisfactoria.

Generación del vacío en los TTB

Índice

La desgasificación no es necesaria cuando se trata de tubos de calor de baja temperatura, pero en tubos de calor que trabajan a temperaturas mayores de 400°C o tubos de calor para aplicaciones espaciales es definitiva y debe realizarse en laboratorio antes del llenado y sellado del tubo [21]. Este fenómeno se presenta cuando el vapor entra en contacto con la superficie de la pared del tubo, donde se puede liberar hidrógeno debido a la reacción con

los elementos constitutivos del material de éste, el fenómeno es conocido como difusión gaseosa. El gas liberado se propaga por el interior del tubo, provocando acumulación en el extremo del condensador, reduciendo la longitud efectiva del tubo de calor, además de esto, para tubos de calor con mecha, si se forman pequeñas burbujas en la estructura de la misma, se podría impedir el flujo de líquido hacia el evaporador. Todo esto podría exceder uno o más límites de operación, causando el secado y el sobrecalentamiento de la sección de evaporación. A pesar de tener especial cuidado en la desgasificación del contenedor, algún residuo puede generar gas durante la operación del tubo de calor, pero ésta es una pequeña cantidad que puede ser admitida sin perjuicio en la operación [22].

En nuestro caso la instalación para la generación de vacío se implementó en el laboratorio de mecánica y consto de los siguientes elementos: una bomba de vacío un vacuómetro, una válvula de esfera de $\frac{1}{2}$ " , una manguera de $\frac{1}{2}$ " de presión media, que actúa como medio de conexión a la mecha del tubo, la cual se sella con una abrazadera tipo omega (ver Figura 2.10).



Figura 2.10 Instalación para generación del vacío en los TTB

Para generar el vacío en los tubos se puso en operación la bomba y se mantuvo abierta la llave de esfera y de acuerdo a los diámetros de los tubos $\frac{1}{2}$ " , $\frac{3}{4}$ " y 1" los tiempos de vaciado

Índice

fueron de 15 min, 20 min y 25 min respectivamente, con la finalidad de lograr y mantener una presión de vacío constante (ver Figura 2.11). En el desarrollo de este trabajo este procedimiento se realizó en dos etapas la primera con una presión de vacío de 23 in de Hg y la segunda con una presión de vacío de 20 in de Hg; esto con la finalidad de apreciar si ésta es factor determinante en el funcionamiento de los tubos.

Llave de esfera



Figura 2.11 Generación de vacío.

Carga del fluido de trabajo en los TTB

Índice

En este paso del proceso de construcción de los tubos de calor, el aspecto más importante para tener en cuenta y en el que se debe tomar el tiempo necesario, es la cantidad de fluido de trabajo a ser introducido dentro de un tubo específico. En la estimación de la carga requerida se debe tener especial cuidado, en que el cálculo del volumen del fluido debe hacerse en la temperatura o cerca de la temperatura de operación, ya que si el cálculo se hace con temperatura ambiente, el tubo de calor no funcionaría correctamente, debido a que a la temperatura de operación no tiene suficiente cantidad de fluido de trabajo, lo que afecta la correcta operación. En este procedimiento los errores que se pueden cometer son:

Una sobrecarga de fluido de trabajo, lo que resulta en la formación de un depósito de líquido en la parte baja del tubo de calor. Cuando el tubo de calor está operando en estado

estacionario y con alto flujo de calor, esta piscina puede ser arrastrada a la zona del condensador, limitando la longitud efectiva; otra desventaja es que el tubo demora más en arrancar su operación, debido a que necesita energía extra para evaporar el líquido sobrante. Esto se traduce en una pequeña reducción del desempeño operacional del tubo de calor [22].

El siguiente paso es introducir el volumen de fluido calculado, y; para evitar la presencia de gases no condensables dentro del contenedor, se recomiendan alguna de las cuatro formas siguientes [22]:

1. Se evacua el aire del contenedor y luego se llena con el fluido de trabajo en estado de vapor o líquido.
2. Se llena el contenedor con el fluido líquido, se calienta para generar vapor y desalojar el aire (calentamiento y evacuación).
3. Se llena el contenedor con el fluido de trabajo en fase sólida y se hace sublimación (Pasar de sólido a gaseoso).
4. Se llena el contenedor usando vapor supercrítico.

En el desarrollo de este trabajo se optó por el método de vaciado y llenado con la sustancia de trabajo en estado líquido, ya que es el más recomendado para fluidos con baja y media temperatura; otro aspecto a resaltar es que la instalación es prácticamente la misma con la variante de que en un extremo se adiciono otra manguera y una llave de paso para realizar el llenado de los tubos.

Nuestro proceso de llenado se realizó de manera secuencial al vaciado de los tubos, es decir, una vez que se cumplió con el tiempo de vaciado en cada tubo y estableciendo la presión de vacío deseada se procedió a cerrar la llave de globo cercana a la bomba y la llave instalada en la conexión en T, entonces se abrió la llave de paso colocada en el otro extremo con la manguera que contenía el fluido de trabajo (agua destilada) y cuyo extremo estaba destapado. El proceso de llenado se efectuó de manera directa vertiendo el líquido en la manguera y por efecto de la gravedad y el vacío del tubo se absorbió el líquido dentro del tubo (Figura 2.12).



Figura 2.12 Carga del fluido de trabajo.

Dicho procedimiento se tuvo que hacer de 3 a 4 veces en cada tubo, ya que al hacer el llenado se verificaba la cantidad de líquido dentro del tubo para ver si era la requerida de acuerdo al porcentaje de llenado establecido ya que esto es una condición indispensable para el funcionamiento del tubo termosifón. Y en nuestro caso se pudo apreciar que al efectuar el llenado la cantidad de fluido de trabajo que se introducía al tubo termosifón era inferior a la establecida, de tal manera que al hacer el llenado varias veces se pudo establecer la cantidad de fluido de trabajo necesario que había que poner en la manguera de llenado, que resultó ser de 2 a 3 ml más debido a que por cuestiones de capilaridad parte del fluido se quedaba en la instalación y por ende no se tenía la cantidad requerida dentro del tubo, fue así que de esta forma se pudo asegurar que la cantidad de fluido de trabajo dentro del tubo termosifón fuera la correcta de acuerdo con el cálculo obtenido para la carga de llenado del fluido de trabajo.

Índice

Sellado y soldado de la mecha

Después de ser llenados con la cantidad adecuada de fluido de trabajo los tubos termosifones bifásicos finalmente se lleva a cabo el sellado y soldado de la mecha.

Es importante, que después de construido el tubo termosifón, no pierda su vacío para poder garantizar el cumplimiento de la función para lo cual fue diseñado. En el proyecto se desarrolló un sencillo procedimiento que garantiza la conservación del vacío en los tubos. Este consistió en que una vez obtenido el vacío dentro del tubo, cerrar las válvulas de paso y proceder a hacer de manera instantánea un aplastamiento continuo de la mecha de afuera hacia adentro utilizando unas pinzas, y una vez desconectado de la instalación de vacío hacer la mayor cantidad de dobleces permitidos que fueron de tres y cuatro, dependiendo de la maleabilidad de la mecha (Figura 2.13) y una vez hechos estos se procedió a colocar unos puntos de soldadura en el extremo de la mecha para asegurar el sellado y posteriormente se procedió a verificar que no tuvieran fugas mediante el movimiento de los mismos y por inspección visual en los dobleces y en los elementos soldados.



Figura 2.13 Tubos sellados y soldados.

2.3 Pruebas experimentales

La finalidad de las pruebas experimentales es de observar el comportamiento de los tubos termosifones, esto para poder determinar el rendimiento y eficiencia térmica de los mismos, para llevar a cabo estas pruebas se realizaron mediciones de cambio de temperatura entre las zonas de ebullición y de condensación de los tubos que se introdujeron en un recipiente conteniendo agua caliente a 92°C.

De igual manera se analiza la rapidez de flujo de calor dentro del tubo bajo las condiciones establecidas de: material del tubo, la geometría (diámetro-longitud), presión de vacío y el porcentaje de llenado del fluido de trabajo que es del 17% para todos los tubos, de tal manera que lo que se pretende es ver cómo es el comportamiento térmico del tubo respecto a la geometría y al fluido de trabajo. Otro aspecto a considerar es la presión de vacío que se hizo en los tubos, las cuales fueron de 20 y 23 in de Hg. En este caso se consideró efectuar 4 pruebas y obtener el valor promedio para cada tubo lo cual es aceptable de acuerdo a lo establecido en trabajos previos, para efectuar las mediciones de temperatura durante las pruebas experimentales de los tubos se utilizaron el siguiente equipo e instrumentos:

- Termo-par
- Recipiente con agua para introducir el TTB
- Resistencia o calentador de agua
- Pinzas para sujetar el TTB
- Multímetro

Para realizar estas pruebas experimentales de calentamiento se dispuso de un espacio dentro del laboratorio de mecánica en el área de bombas, por lo que al hacer la adecuación del lugar se procedió a la realización de dichas pruebas mediante la siguiente metodología:

Primero se calentaron 30 litros de agua por un tiempo aproximado de 30 min hasta alcanzar una temperatura estable de 92°C dentro del recipiente y que se mantuvo así durante el tiempo de la prueba, esto con la ayuda de unos calentadores como se muestra en la Figura 2.14.

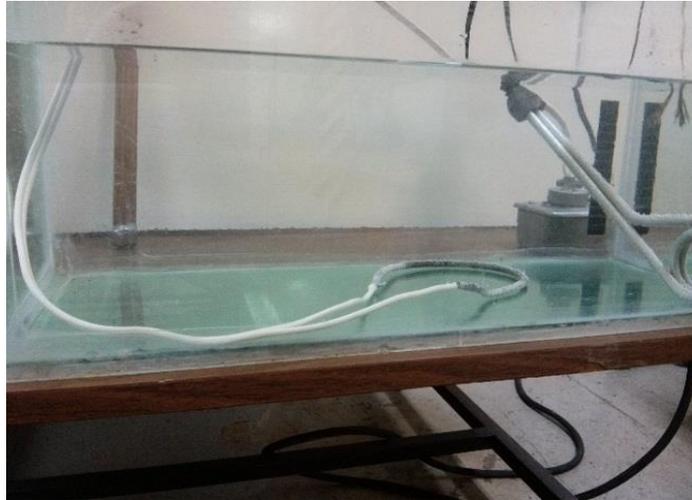


Figura 2.14 Calentamiento del agua.

Posteriormente se preparó cada uno de los tubos haciendo el arreglo de conexión de los termopares con el multímetro para introducirlos en el agua y llevar a cabo las pruebas de calentamiento y su correspondiente medición de las temperaturas en la zona de ebullición y condensación de cada tubo para determinar el gradiente de temperatura existente tal y como se muestra en las Figuras 2.15 y 2.16.



Figura 2.15 Pruebas de calentamiento de los tubos termosifones bifásicos.

Índice



Figura 2.16 Pruebas de calentamiento de los tubos termosifones bifásicos.

A continuación se muestran las mediciones registradas durante la realización de las pruebas de calentamiento de cada tubo, considerando que este se realizó en 2 etapas debido a las presiones de vacío con que se efectuó la carga del fluido en los tubos, además de considerar que la temperatura del agua permaneció calentándose a 92°C y que la temperatura de la zona de ebullición de todos los tubos alcanzó los 82°C, cuyos valores son una constante y lo que fue variando con el transcurso del tiempo fue la temperatura de la zona de condensación.

Mediciones realizadas en la primera etapa de experimentación con una presión de vacío de 23 in Hg

En las Tablas 2.4, 2.5 y 2.6 se muestran los valores obtenidos de la medición de temperatura.

Tabla 2.4 Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de ½” diámetro.

Long cm	T i e m p o min												
Temp °C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30	24	42	50	53	57	58	64	64	64	65	65	65	67
60	25	27	29	31	32	34	34	35	35	34	34	35	35
100	26	29	29	29	29	29	28	28	29	29	29	30	30

Índice

Tabla 2.5 Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de $\frac{3}{4}$ " diámetro.

Long cm Temp °C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30	28	40	46	46	48	49	52	53	53	55	55	55	55
60	30	30	30	30	30	31	31	32	33	34	35	35	35
100	28	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30

Tabla 2.6 Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de 1" diámetro.

Long cm Temp °C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30	30	45	46	60	63	64	65	65	65	66	66	66	66
60	28	31	32	34	36	37	39	39	40	42	44	46	46
100	28	30	30	29	29	29	28	28	28	29	29	30	30

Cabe resaltar que las mediciones se estandarizaron hasta los 12 min ya que después no había un cambio significativo, es decir aumentaba o disminuía 1 °C y se establecía de manera constante, esto en el caso de los tubos de 30 cm y de 60 cm mientras que en los tubos de 100 cm la temperatura se mantenía constante hasta por 10 min, por lo que se optó por dejar las mediciones en este tiempo, que es en donde se ve el aumento gradual de la temperatura en la zona de condensación y por ende se establece el gradiente de temperatura en el tubo termosifón bifásico.

Mediciones realizadas en la segunda etapa de experimentación con una presión de vacío de 20 in Hg

En las Tablas 2.7, 2.89 y 2.9 se muestran los valores obtenidos de la medición de temperatura.

Tabla 2.7 Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de $\frac{1}{2}$ " diámetro.

Long cm Temp °C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30	28	36	38	40	42	43	46	46	48	49	51	53	53
60	25	28	31	32	33	34	34	35	35	35	35	35	35
100	26	28	28	29	29	29	29	29	30	30	30	30	30

Tabla 2.8 Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de $\frac{3}{4}$ " diámetro.

Long cm Temp °C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30	27	34	40	45	47	49	51	54	54	55	55	56	56
60	26	31	31	31	31	32	32	32	33	33	33	34	34
100	26	29	29	29	30	30	30	30	30	31	31	31	31

Índice

Tabla 2.9 Mediciones de temperatura en la zona de condensación en tubos de 1" diámetro.

Long cm Temp °C	T i e m p o min												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30	28	39	40	42	44	46	49	53	54	55	56	57	57
60	26	30	31	32	33	36	37	38	39	40	40	40	40
100	26	29	29	30	30	30	30	30	30	30	31	31	31

En la realización de estas mediciones se presentó la misma condición que en las realizadas en la primera etapa, por lo que también se optó por dejar las mediciones en 12 min para de esta forma poder establecer una condición de comparación entre ambas etapas de experimentación.

Cabe destacar que durante la realización de las pruebas experimentales y su correspondiente registro fue necesario hacer ajustes, en la forma de realizarlas, ya que se presentó la problemática de la sujeción-fijación del termopar en la superficie del tubo termosifón, ya que si había una desviación considerable en el punto de ubicación del mismo la lectura de la temperatura variaba, por lo cual se tuvo que establecer el punto adecuado para todos los tubos y que la lectura de la temperatura fuera la adecuada a la zona del tubo termosifón. También se presentó la problemática en la sujeción del tubo, ya que las pinzas de sujeción no eran lo suficiente mente largas y la persona que las sujetaba quedaba un poco expuesta al vapor generado por el calentamiento del agua, por lo que fue necesario disponer de una tapa provisional para disipar dicho vapor.

Finalmente con estas mediciones se da la pauta para poder llevar a cabo un análisis teórico respecto al gradiente de temperatura presentado en cada tubo y por consiguiente establecer el flujo de calor que se generó en cada tubo. Por lo que además se puede realizar un comparativo entre los diversos tubos tomando como referencia el diámetro, longitud e inclusive la presión de vacío, lo cual se muestra en el análisis de resultados.

Índice

3. SIMULACIÓN NUMÉRICA

En este capítulo se mencionan las características que rigen el comportamiento de los tubos termosifones bifásicos, tales como el modelo matemático, transferencia de calor, flujo másico y caída de presión bajo la consideración de un flujo bifásico, también se describe la metodología aplicada para analizar el flujo dentro de los tubos por medio de simulación en ANSYS.

Para el caso de la simulación se puede considerar un comparativo en el análisis de los flujos de calor y características de transferencia de calor entre un tubo de calor y una placa fría, ya que se puede simular numéricamente una situación compleja como lo es la transferencia de calor y el fenómeno del flujo en dos fases en la placa del tubo de calor, mediante un modelo de dos fluidos se puede proporcionar de manera eficaz la coexistencia de los flujos laminar y turbulento.

Este modelo considera el sistema como compuesto de dos fluidos, que coexisten en el tiempo y el espacio, pero cuenta con diferentes fracciones de volumen y puede reflejar el intercambio de masa, momento y la energía entre los dos fluidos y está bien adaptado para describir la totalidad del dominio computacional.

Cuando se aplica el modelo de dos fluidos a la placa fría tubo de calor, las siguientes suposiciones se hacen para lograr un modelo numérico simplificado:

1. El canal de flujo circular se simplifica y sustituye por un período de cuatro cuadrados canal.
2. La resistencia a la conducción de calor entre la superficie exterior de la placa fría y la pared interior del segmento de la evaporación de la construcción tubo de calor es despreciable.
3. propiedades termodinámicas del vapor y el líquido de trabajo son constantes; vapor y fase líquida están saturados;
4. Los flujos de vapor y líquidos son laminar e incompresible;
5. Los procesos de evaporación y condensación sólo se producen en la interfaz vapor-líquido.

Con esto se puede establecer las ecuaciones básicas de continuidad, momento y energía para poder describir el flujo y la transferencia de calor que se presenta tanto en la fase líquida como en la fase de vapor desarrolladas en el tubo de calor [3] y que darán lugar al establecimiento del modelo matemático que ha de resolverse mediante un método numérico adecuado que pueda simular el comportamiento térmico del tubo de calor.

Índice

3.1 Modelo matemático

Para la propuesta del modelo matemático deberán considerarse diversos parámetros tales como: la longitud, la forma, el peso y el volumen del dispositivo, la carga térmica, la distancia de transporte, la relación de longitudes entre evaporador y condensador, gradientes de temperatura aceptables, el intervalo de temperatura de operación, la interfaz fuente-sumidero, la cantidad de fluido de trabajo y vida útil. Esto con la finalidad de establecer las ecuaciones necesarias para poder determinar la eficiencia y rendimiento térmico del tubo, siempre tomando en cuenta las propiedades termofísicas del fluido de trabajo y las propiedades del material de fabricación como principales variables.

Dado lo anterior, los parámetros preliminares en el diseño de los termosifones bifásicos que se consideran necesarios son:

- Intervalo de temperaturas de operación.
- Intervalo de presiones de operación.
- Flujo de calor que se desea transferir.
- Volumen de llenado.
- Longitud de las zonas de condensación, evaporación y total.
- Coeficiente de convección promedio en el interior de las zonas de evaporación y condensación.
- El flujo de calor máximo que se puede suministrar a la sección de evaporación, para evitar los límites viscoso y sónico en el tubo termosifón.
- Las temperaturas promedio de los espacios externos de las zonas de condensación y evaporación, es decir, las temperaturas promedio de la fuente y el sumidero de calor a través de las cuales se realizará la transferencia de calor [12].

Con estas consideraciones se puede establecer una propuesta matemática para poder llevar a cabo un estudio sobre el comportamiento de los tubos termosifones bifásicos, cuya finalidad es la de demostrar el desempeño termodinámico en su aplicación para el control y/o recuperación de calor.

Índice

3.1.1 Transferencia de calor

Primero que nada se deberá determinar el intervalo de temperaturas al cual trabajará el termosifón. Esta consideración permite seleccionar el fluido de trabajo, el cual puede ser sustancias orgánicas, agua, sustancias minerales o metales en estado líquido. Al conocer el intervalo de temperaturas de operación como consecuencia se saben las presiones de operación, considerando que en el proceso bifásico la presión es función de la temperatura.

Para aprovechar al máximo el calor que puede transferir un termosifón y al mismo tiempo usar el material mínimo en su fabricación, es necesario conocer las longitudes de la zona de evaporación y de la zona de condensación. El área de paso de los flujos de estas zonas son diferentes, debido a que estos fluidos poseen diferentes propiedades, por ejemplo: densidad, calor específico, etc. Se hará un análisis paramétrico para estudiar la relación de las longitudes de las zonas de evaporación y condensación, con la longitud total del termosifón, en donde el parámetro que variara es la temperatura de salida. De igual manera deberá considerarse la transferencia de calor por convección, donde el flujo de calor en la ebullición de una superficie sólida hacia el fluido se expresa con base a la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{q}_{\text{ebullición}} = h(T_s - T_{\text{sat}}) = h \Delta T_{\text{exceso}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (3.1)$$

Otro aspecto a considerar es la ebullición nucleada y la correlación que se usa con mayor amplitud para el flujo de calor en el régimen de ebullición nucleada fue propuesta por Rohsenow

$$\dot{q}_{\text{nucleada}} = \mu_l h_{\text{fg}} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{C_p(T_s - T_{\text{sat}})}{C_{\text{sf}} h_{\text{fg}} \text{Pr}_l^n} \right] \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (3.2)$$

Resulta también importante tener conocimiento del flujo máximo de calor para evitar el peligro de la extinción. S.S. Kutateladze, en Rusia, en 1948 y N. Zuber en Estados Unidos en 1958, determinaron teóricamente, aplicando enfoques diferentes, el flujo máximo (o crítico) de calor en la ebullición nucleada.

$$\dot{q}_{\text{max}} = C_{\text{cr}} h_{\text{fg}} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{\frac{1}{4}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (3.3)$$

Donde C_{cr} es una constante cuyo valor depende de la configuración geométrica del calentador.

Índice

De igual manera se considerará el calor latente de vaporización h_{fg} , que en un proceso real el condensado se enfría todavía más hasta alguna temperatura promedio entre T_{sat} y T_s , liberando más calor, por lo tanto, la transferencia de calor real será mayor. En 1956 Rohsenow demostró que se puede tomar en cuenta el enfriamiento del líquido al remplazar h_{fg} por el calor latente de vaporización modificado \widehat{h}_{fg} definido como:

$$\widehat{h}_{fg} = h_{fg} + 0.68C_{pl}(T_{sat} - T_s) \quad (3.4)$$

Donde C_{pl} es el calor específico del líquido a la temperatura promedio de película.

3.1.2 Flujo másico

Como ya se ha mencionado con anterioridad la eficiencia térmica del tubo depende de la interacción líquido-vapor (condensación- evaporación), por lo que deberá realizarse un análisis de dicho flujo para establecer su comportamiento en las diferentes secciones del tubo y cómo afectará en la operación del mismo. Es decir se establecerá cual es el tipo de flujo predominante dentro del tubo.

Debido a que los tubos termosifones bifásicos no intercambian masa con el ambiente, sino solo energía, la función principal del tubo de calor es transportar energía térmica desde una región con temperatura elevada hasta otra región con temperatura más baja y el principal flujo es el de energía. Por lo que se tiene que considerar el balance respectivo:

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema}$$

El tubo termosifón bifásico es un sistema cerrado y se considera en estado permanente, por lo que $\Delta E_{sistema}=0$ y se tiene finalmente:

$$E_{entrada} = E_{salida} \quad Q_{evaporación} = Q_{condensación}$$

Derivado de estas consideraciones resulta conveniente conocer cómo se da el balance de energía en forma separada en las zonas de evaporación y condensación.

En las Figuras 3.1 y 3.2 se muestra el balance de energía en la zona de evaporación y de condensación respectivamente del tubo termosifón bifásico (TTB) [17].

Índice

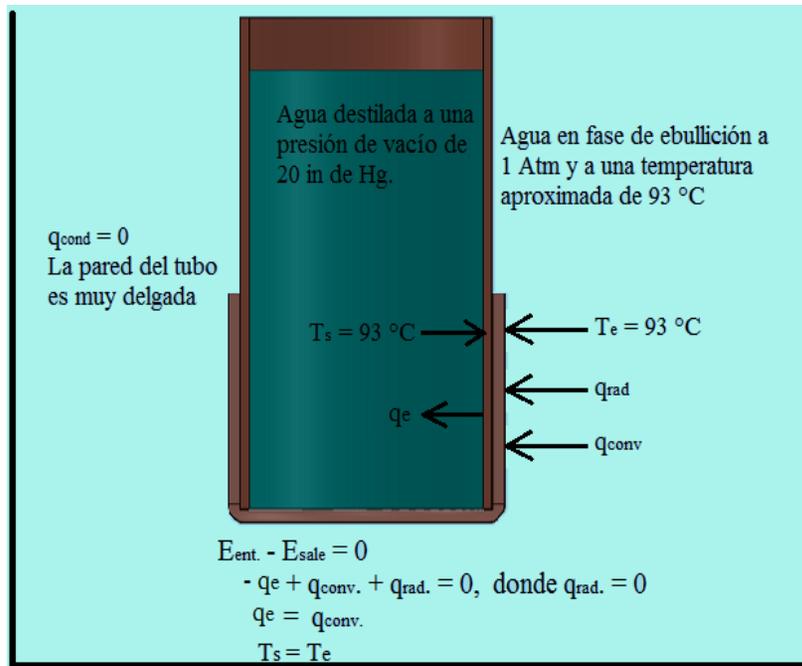


Figura 3.1 Diagrama esquemático del balance de energía en la zona de evaporación.

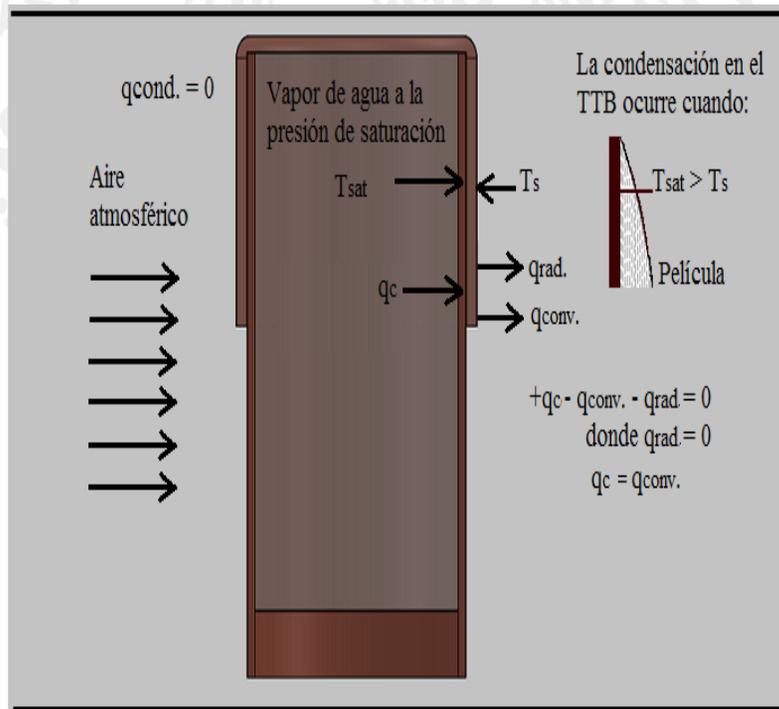


Figura 3.2 Diagrama esquemático del balance de energía en la zona de condensación.

Índice

3.1.3 Caída de presión

Durante el funcionamiento del tubo termosifón bifásico deberá considerarse los cambios de presión que se pueden presentar, ya que durante la interacción de fases del fluido de trabajo se vuelve relevante en su operación y para prevenir posibles fallas. Durante la operación de un TTB 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 es decir:

$$P_{gr} + (P_{v,c} - P_{v,e}) + (P_{l,c} - P_{v,c}) + (P_{l,e} - P_{l,c}) + (P_{v,e} - P_{l,e}) = 0 \quad (3.5)$$

Donde:

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

$$(P_{l,c} - P_{v,c}) = \Delta P_l \quad \text{es la pérdida de presión en la fase líquido}$$

Además, si se considera que hay equilibrio en las interfaces líquido – vapor en el evaporador y el condensador, se tiene que:

$$(P_l - P_v)_c = (P_v - P_l)_e = 0 \quad (3.6)$$

Entonces el balance correspondiente para las presiones será:

$$\Delta P_{gr} + \Delta P_l + \Delta P_v = 0 \quad (3.7)$$

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

$$\Delta P_{gr} \geq \Delta P_l + \Delta P_v \quad (3.8)$$

Esto es, la presión motriz debida a la acción de la gravedad ΔP_{gr} debe ser mayor o igual a las pérdidas de presión en el termosifón. [12]. Ya que con esto se puede asegurar que el tubo termosifón tendrá un comportamiento adecuado y por ende su rendimiento térmico será satisfactorio.

3.2 Simulación en Ansys Fluent

Para llevar a cabo la simulación numérica se puede disponer de diversos métodos, uno de ellos es un método conservador de volúmenes finitos con arreglo escalonado de variables y que se utiliza para resolver la no linealidad, en conjunto con ecuaciones diferenciales parciales. Las ecuaciones de discretización son numéricamente acopladas por el método iterativo IPSA y segregados, para cada paso de tiempo, las fracciones de volumen y campos de velocidad se calculan con el campo de presión obtenido previamente, seguido por la solución de una ecuación de corrección de presión derivada de la masa global requisito de conservación. Los valores de la presión y las velocidades son entonces actualizados para satisfacer la conservación de la masa. Ellos forman la base para volver a calcular las variables de flujo en la siguiente iteración. El procedimiento IPSA se repite hasta que se coincide con un criterio de convergencia preestablecido, que puede estar por debajo de 0,001 para todas las variables [3].

En nuestro caso la propuesta de simulación es mediante el uso de ansys fluent para establecer la condición de operación de los tubos termosifones bifásicos, que en este caso es: Simulación de flujo turbulento en un tubo. La metodología llevada a cabo para dicha simulación es la siguiente:

- 1.- Especificación del problema
- 2.- Preanálisis
- 3.- Definición de geometría
- 4.- Caracterización de malla
- 5.- Solución numérica
- 6.- Resultados numéricos

Índice

Especificación del problema

En este punto se establecen las características esenciales del problema para poder llevar a cabo el análisis, de tal manera que se considera un fluido circulando a través de un tubo cilíndrico de diámetro D y longitud L , se supone una velocidad dentro del tubo, además de establecer que la densidad del fluido es constante y que tiene una viscosidad μ . El número de Reynolds se basa en el diámetro del tubo y en la velocidad mayor que se puede alcanzar. Se resuelve el problema de flujo de fluido usando la capacidad LES en un fluido a través de ANSYS Workbench. Al trazar la media y el valor eficaz de velocidades cuadradas frente a

una distancia radial en particular, x / D aguas abajo de la entrada. Se realiza la comparación de la velocidad media obtenida a partir de la simulación LES con la velocidad media obtenida mediante el modelo $k-\varepsilon$.

Preanálisis

En las grandes Eddy simulaciones, la velocidad instantánea $U(x, t)$ se descompone en forma de U se filtra un componente (x, t) y un componente residual $u'(x, t)$. El componente de velocidad filtrada representa los movimientos inestables a gran escala. En LES, los movimientos turbulentos a gran escala están representados directamente, mientras que los efectos de los movimientos turbulentos a pequeña escala se modelan. Las ecuaciones para la velocidad filtrada se pueden obtener a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes. El término convectivo no lineal en la ecuación de momento introduce un tensor de tensión residual que se debe a los movimientos residuales. Se necesita de un cierre para este tensor de esfuerzos residuales y por lo tanto se requiere de un modelado. Por tal motivo no son fáciles de desarrollar los modelos complejos que han de utilizarse en Fluent para su simulación.

Debido a que se está resolviendo para $u(x, t)$, se tiene que LES es una simulación inestable al paso del tiempo. Con el fin de recopilar estadísticas como la media y la raíz de velocidades (r.m.s.) cuadrado medio, tenemos que llegar primero a un estado estacionario estadísticamente. En comparación, la simulación utilizando el modelo $k-\varepsilon$ resuelve sólo por la velocidad media.

Definición de geometría

En esta parte se procede a definir la geometría de la pieza o elemento, estableciendo algunas características físicas y dimensionales para poder llevar a cabo la simulación, de tal manera que se desarrollan los siguientes pasos:

- 1) Tipo de análisis: debido a la inestabilidad de la simulación, en este caso el dominio computacional será la de un tubo en tres dimensiones completo, y esto se asegura seleccionando en propiedades análisis en 3D
- 2) Diseño del modelo: aquí se procede a la preparación de la geometría, de tal manera que se establece la unidad de longitud

- 3) Creación del cilindro: en esta parte se definen las dimensiones del cilindro de acuerdo con las especificaciones establecidas, se hace la suposición de que el eje del cilindro es en la dirección X y el plano base es YZ. Con esto se crea un cilindro con longitud y diámetro definido

Caracterización de malla

Una vez definida la geometría de la pieza, se procede a realizar el mallado mediante la función de la inflación con la finalidad de agrupar más celdas cerca de la pared del cilindro. Para lograr dicho fin se establecen los parámetros del mallado, como son definición de cara y/o superficies, número de capas, nodos y elementos del mallado, tamaño y tipo de mallado entre otros. Es decir se van definiendo las características necesarias para proceder con el análisis numérico y de esta forma poder tener una mejor aproximación del comportamiento del fluido dentro del cilindro, ya que entre más fino sea el mallado, es decir se tengan más elementos, mayor será la precisión en los resultados obtenidos, esto debido a que el análisis está fundamentado en el método finito. Es por esto que resulta de gran trascendencia llevar a cabo un buen mallado y de ser necesario hacer varios mallados para poder contrastar el comportamiento del elemento.

Una parte importante en este punto es la configuración física, donde se establece la precisión y opciones de proceso. Aquí es donde se especifican las ecuaciones de gobierno y las condiciones de frontera del problema, así como parámetros de modelos viscosos, propiedades del fluido y características hidráulicas del mismo.

Solución numérica

En esta parte se procede a elegir el método de solución que es mediante diferenciación central limitado pudiendo seleccionar en segundo orden la presión y de manera implícita la formulación transitoria, para de esta forma determinar la conjetura inicial donde el campo de flujo se inicializará con los valores en la entrada, con el fin de llevar a cabo la inicialización, se establece la solución de inicialización y se establece el dominio con una estimación inicial. Para posteriormente establecer los criterios de convergencia que determinan residuales para cada ecuación de gobierno que es resuelta. El residual es una medida de lo bien que la solución actual satisface la forma discreta de cada ecuación que gobierna. Se lleva a cabo la iteración de la solución hasta que el residual para cada ecuación cae por debajo de 1×10^{-6} .

Índice

El cálculo final se ejecuta considerando la simulación en estado estacionario estadísticamente y se recopila dicha información. En esta parte se da el comportamiento de los residuales que han de mostrarse al final en forma gráfica.

Resultados numéricos

Esta es la parte final de la simulación y en ella se muestran las velocidades del fluido dentro del elemento de análisis en este caso el tubo termosifón, haciendo resaltar que como resultado de solución se muestran las velocidades instantánea y promedio. En este caso la velocidad instantánea es la velocidad real en cualquier instante de tiempo en el dominio, y cuando recogemos las estadísticas, la velocidad instantánea es promediada en el tiempo para obtener la velocidad media. De tal forma que en un plano medio en el dominio se aprecian los gráficos de contorno de velocidad axial instantánea y la velocidad axial media. Finalmente para poder tener una mejor apreciación del comportamiento de las velocidades obtenidas en la simulación se determinan las curvas de nivel, consiguiendo con esto que se tenga una apreciación clara y concisa sobre el desarrollo de estas velocidades y en caso necesario poder comparar las similitudes o diferencias presentes durante el recorrido del fluido a través del tubo termosifón.

Una vez realizada la simulación, se obtuvieron datos referentes a la caracterización de los tubos, en cuyo caso sobresalen los valores de número de elementos, nodos, particiones y número de caras, los cuales dan lugar al mallado de los tubos que es la parte concerniente para su análisis. Una consideración relevante es que estos valores se fueron adecuando de forma automática de acuerdo a la longitud y diámetro de cada tubo, a pesar que las condiciones de análisis eran las mismas para todos los tubos y por consiguiente el mallado tuvo el mismo patrón para su implementación.

Índice

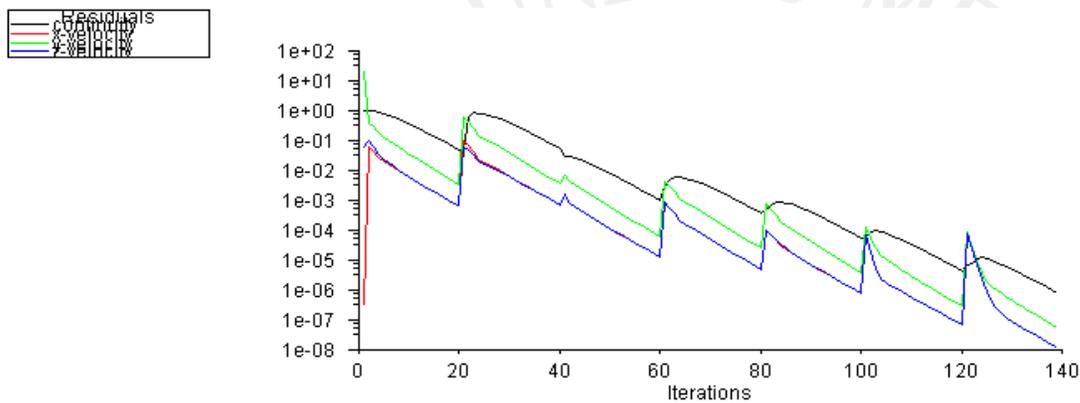
En este caso se seleccionó un tamaño de elemento de 4×10^{-4} de tal manera que se determina los valores de la malla en el cilindro, a continuación se muestran algunos de estos valores:

en el tubo de $\frac{1}{2}$ " de diámetro y 30 cm de longitud se obtienen 313277 nodos, 1584237 elementos y 3263733 caras; en el caso del tubo de $\frac{1}{2}$ " de diámetro y 60 cm de longitud se obtienen 627890 nodos, 3166301 elementos y 6525318 caras, y en ambos casos el número de particiones es de 4 además de establecer una mallado fino.

De igual manera en los resultados obtenidos en el análisis de la velocidad del flujo, se considera una densidad de 971.8 kg/m^3 y la viscosidad cinemática del fluido de 0.355×10^{-3}

kg/m-s, siendo estos los mismos para cada tubo, variando en cada caso la longitud, diámetro y velocidad promedio del fluido en cada tubo tomando como referencia la longitud. Por lo tanto los resultados mostrados son muy similares en cuanto al comportamiento de residuales y la convergencia de los contornos de velocidad, que para el caso de las dimensiones y geometría de los tubos se da la misma después de cierto tiempo de operación, mostrando en este caso que el flujo turbulento se mantiene durante la operación de los tubos. Dichos resultados acerca del comportamiento de las velocidades del flujo dentro del tubo termosifón bifásico se muestran en la figura 3.3.

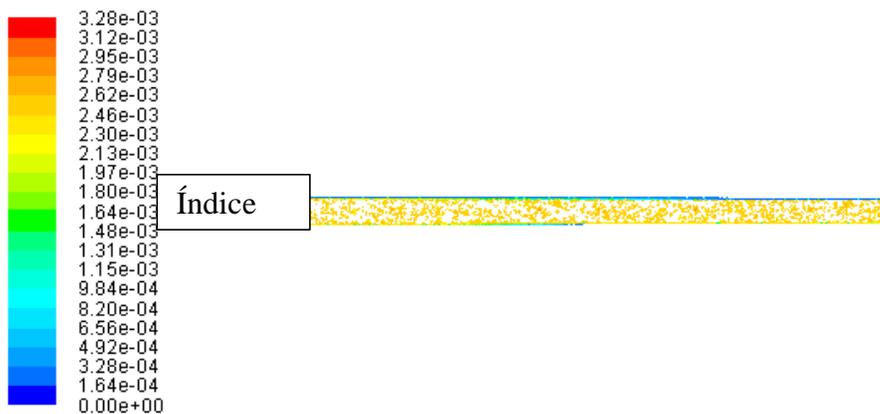
a)



Scaled Residuals (Time=7.0000e-05)

Oct 19, 2016
ANSYS Fluent Release 16.0 (3d, dp, pbns, LES, transient)

b)



Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=8.0000e-05)

Oct 19, 2016
ANSYS Fluent Release 16.0 (3d, dp, pbns, LES, transient)

Figura 3.3 Gráficas de velocidad a) residuales b) contorno de velocidad

Índice

4. ANALISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se consideran los valores obtenidos en las pruebas experimentales y en la simulación para determinar el gradiente de temperatura, transferencia de calor, eficiencia térmica, comportamiento del flujo, además del comportamiento mecánico y así de esta forma contrastar dichos resultados con coeficientes empíricos para darle validez a la eficiencia térmica de los tubos termosifones bifásicos.

Índice

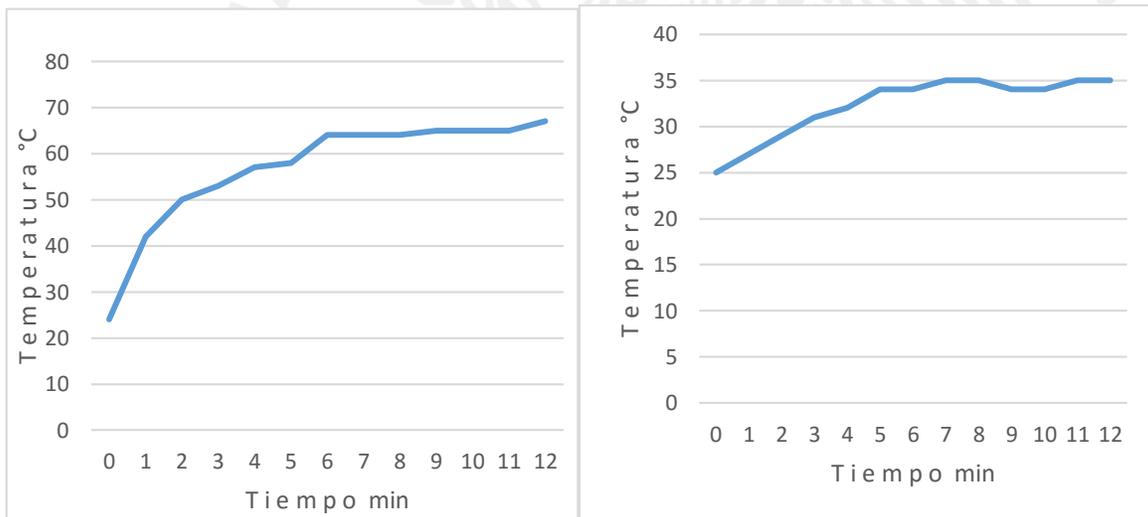
4.1 Resultados experimentales

Una vez contruidos los tubos, se realizaron las pruebas correspondientes considerando diferentes longitudes y diámetros, dos presiones de vacío para el llenado y manteniendo el mismo fluido de trabajo para todos los tubos termosifones bifásicos que fue el agua destilada. Esto con la finalidad de ver su comportamiento térmico al sumergir la parte inferior del tubo en agua a una temperatura de 92°C y ver el cambio de temperatura en la parte superior del tubo. Estableciendo con esto la diferencia de temperatura generada entre la zona de ebullición y la zona de condensación del tubo termosifón respecto al tiempo.

Resultados obtenidos de la primera etapa con una presión de 23 in Hg

En primera instancia se muestran los resultados de las mediciones realizadas durante el calentamiento de cada tubo (Figuras 4.1, 4.2 y 4.3):

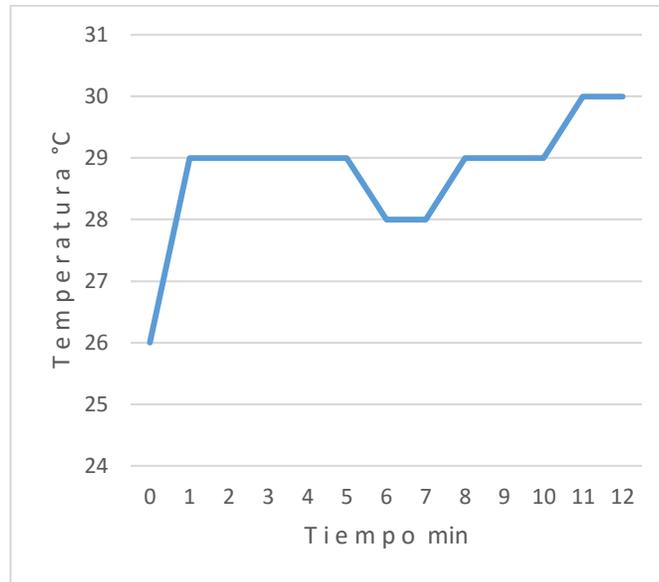
Tubos de ½" de diámetro



a)

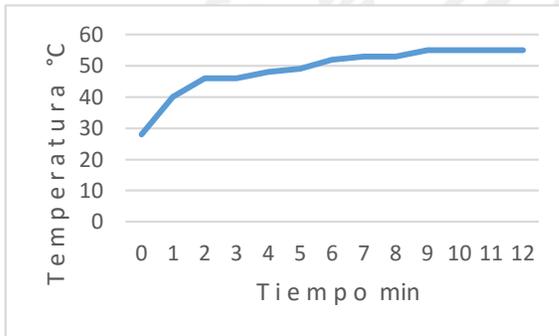
b)

Índice

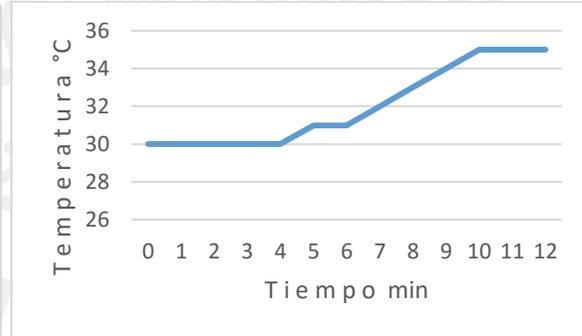


c)
Figura 4.1 Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60cm c) 100 cm.

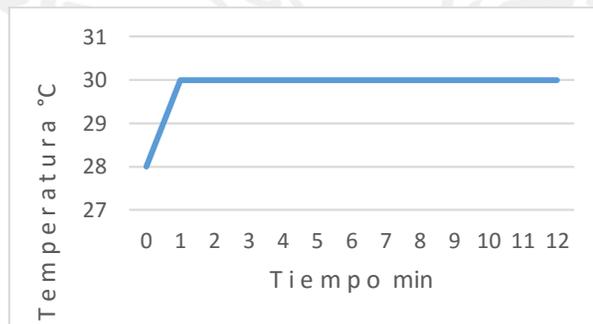
Tubos de 3/4" de diámetro



a)



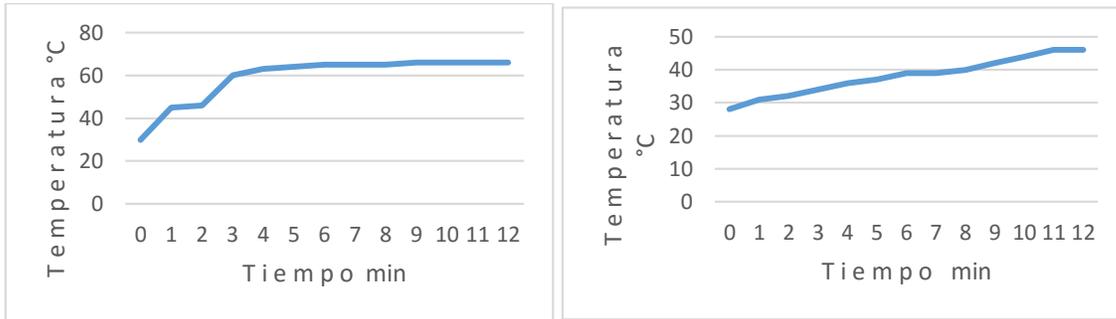
b)



c)

Figura 4.2 Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60cm c) 100 cm

Tubos de 1" de diámetro



a)

b)



c)

Figura 4.3 Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60cm c) 100 cm.

Con estos valores se procede a establecer un comparativo sobre el calentamiento de los tubos termosifones bifásicos, tomando como referencia la longitud y el diámetro, lo cual se muestra en las Figuras 4.4 y 4.5:

Índice

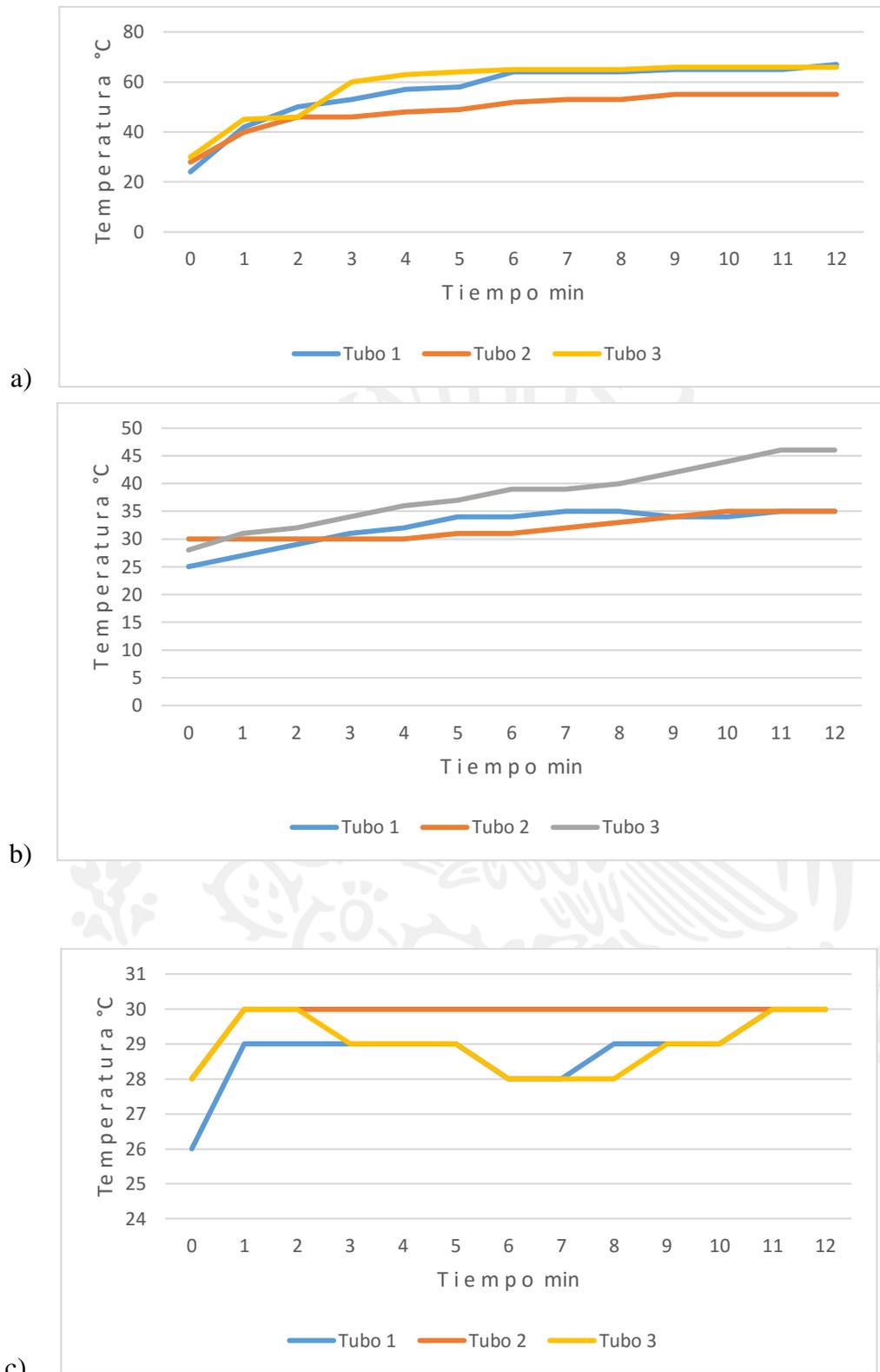


Figura 4.4 Comparativo del calentamiento respecto a la misma longitud
 a) tubo de 1/2" b) tubo de 3/4" c) tubo de 1"

Índice

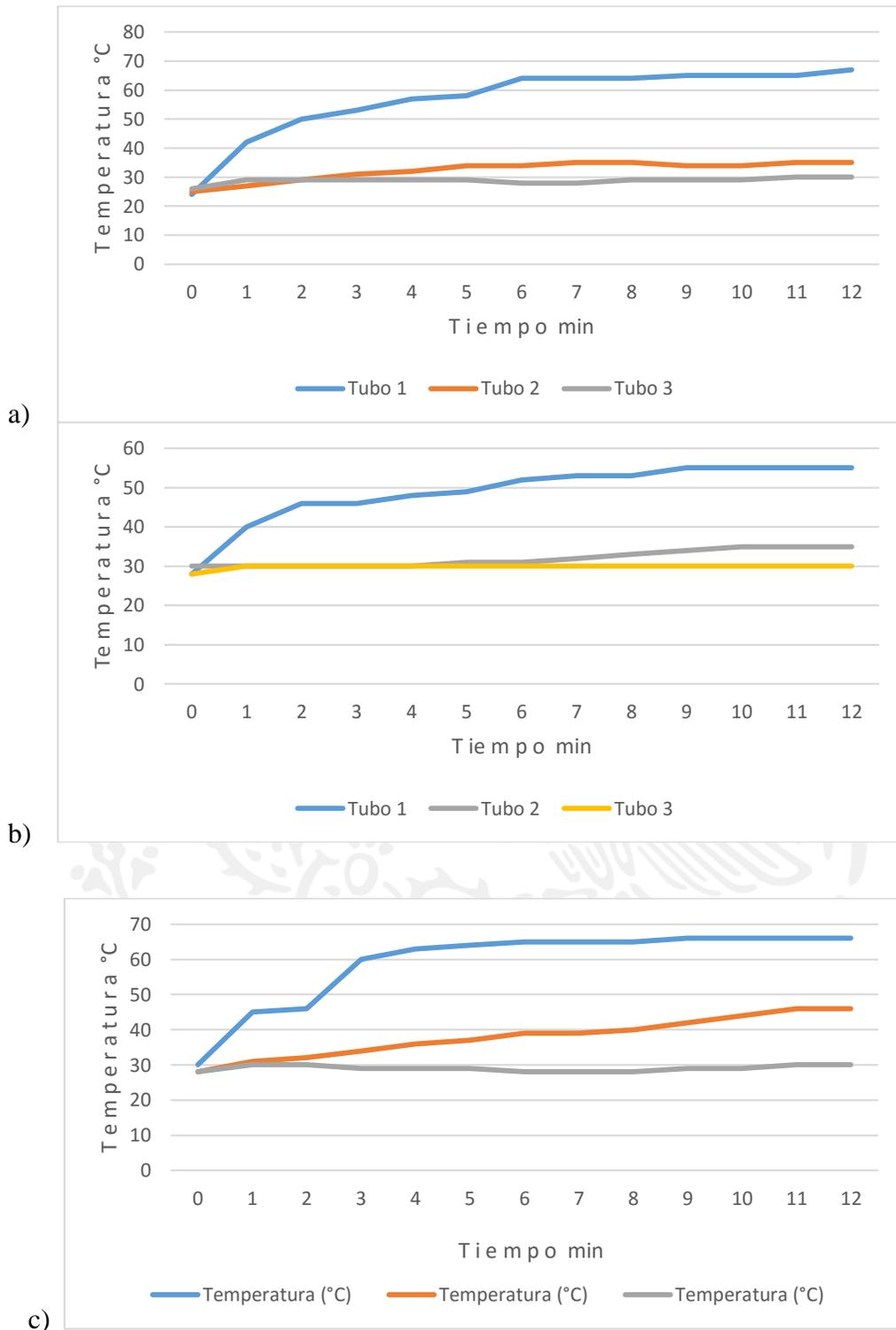


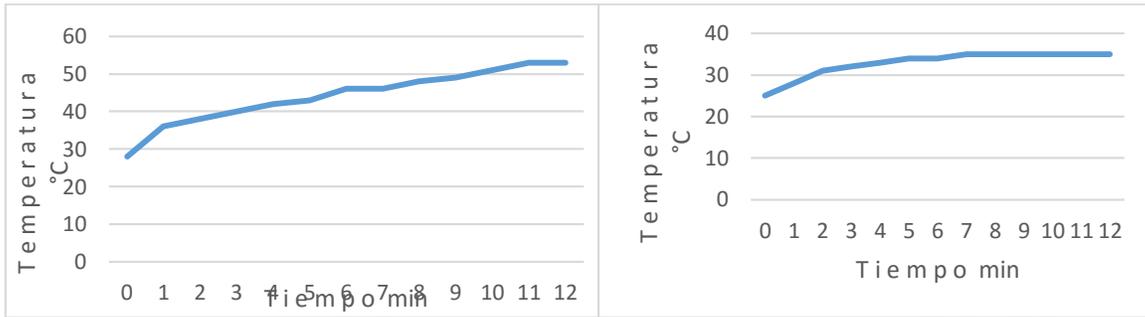
Figura 4.5 Comparativo del calentamiento respecto al mismo diámetro
 a) tubo de 30 cm b) tubo de 60 cm c) tubo de 100 cm

Índice

Resultados obtenidos de la segunda etapa con una presión de 20 in Hg

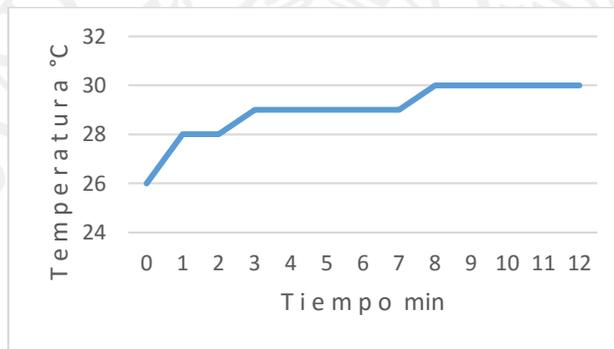
Al igual que en la primera etapa, se muestran inicialmente los valores obtenidos de la medición del calentamiento de cada tubo (Figuras 4.6, 4.7 y 4.8).

Tubos de 1/2" de diámetro



a)

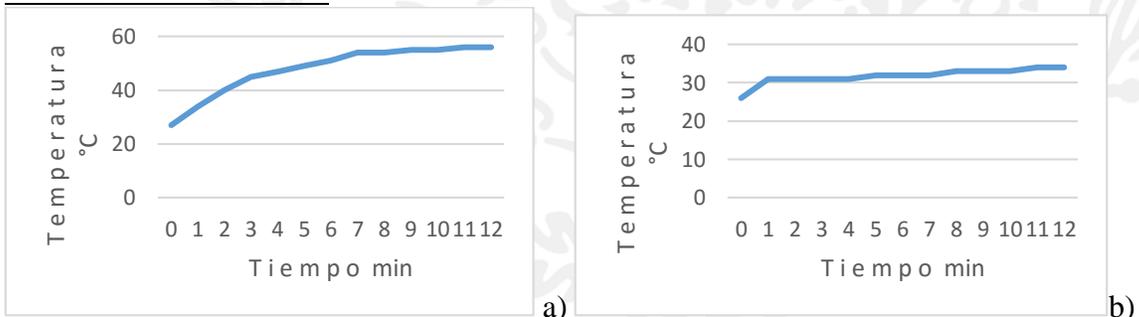
b)



c)

Figura 4.6 Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60cm c) 100 cm.

Tubos de 3/4" de diámetro



a)

b)

Índice

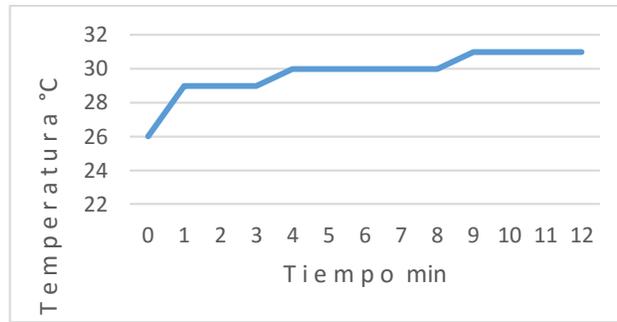
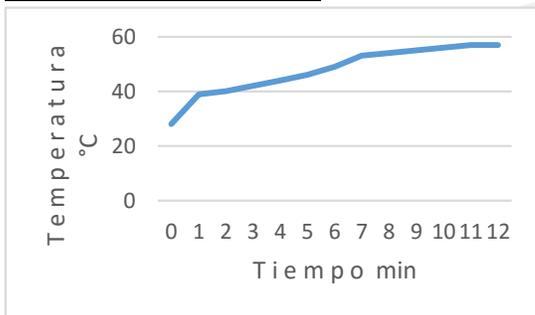
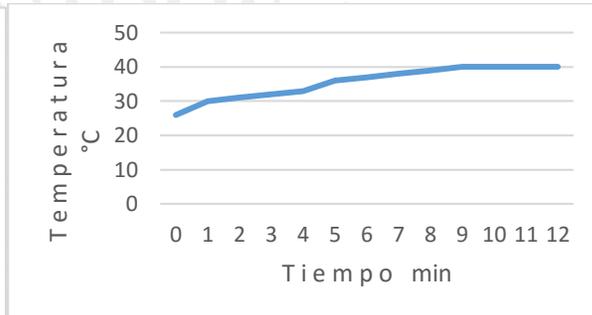


Figura 4.7 Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60cm c) 100 cm.

Tubos de 1" de diámetro



a)



b)



c)

Figura 4.8 Calentamiento de tubos de a) 30 cm b) 60cm c) 100 cm.

Con estos valores se procede a establecer un comparativo sobre el calentamiento de los tubos termosifones bifásicos, tomando como referencia la longitud y el diámetro, lo cual se muestra en las Figuras 4.9 y 4.10:

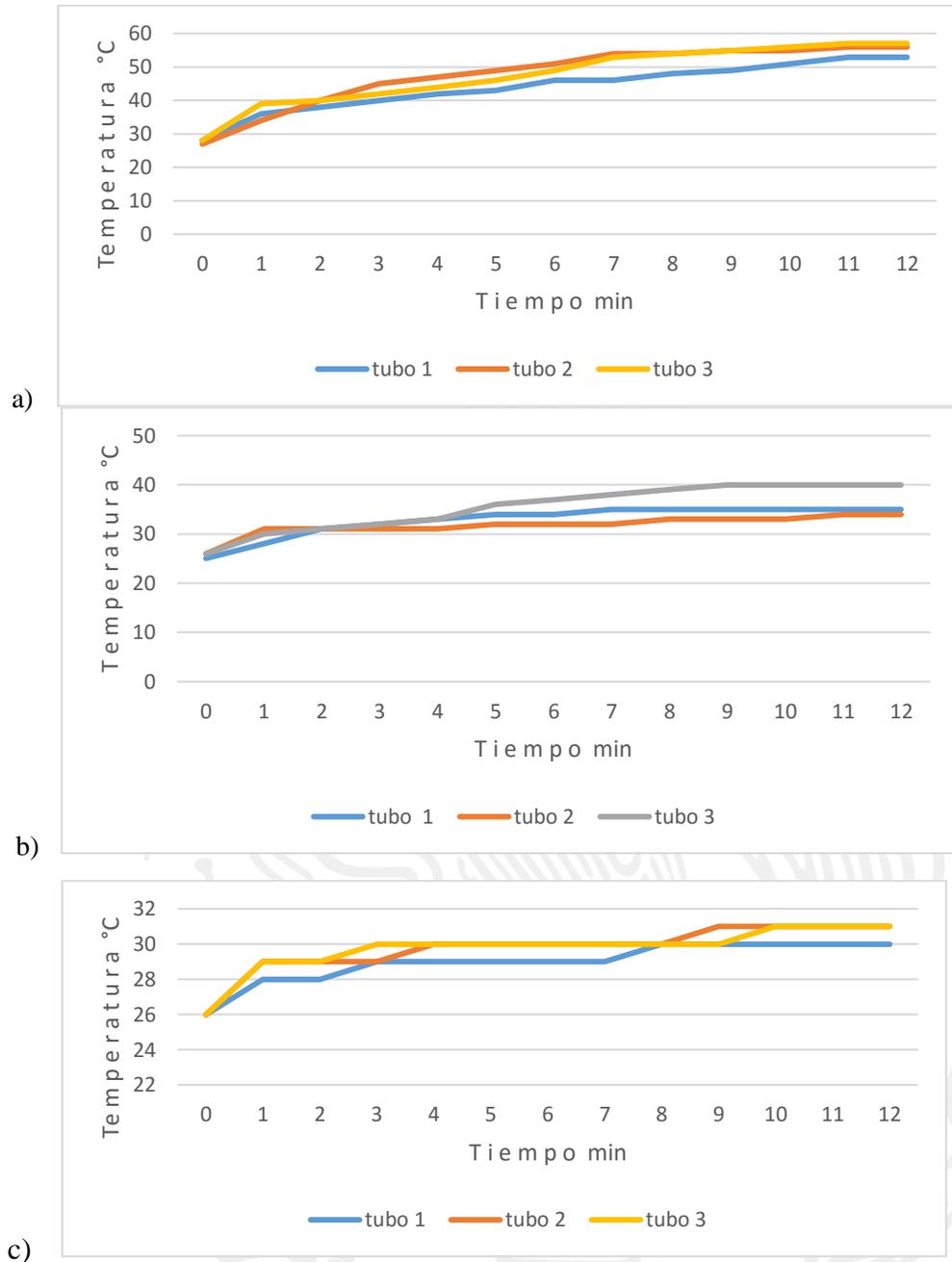


Figura 4.9 Comparativo del calentamiento respecto a la misma longitud
 a) tubo de 1/2" b) tubo de 3/4" c) tubo de 1".

Índice

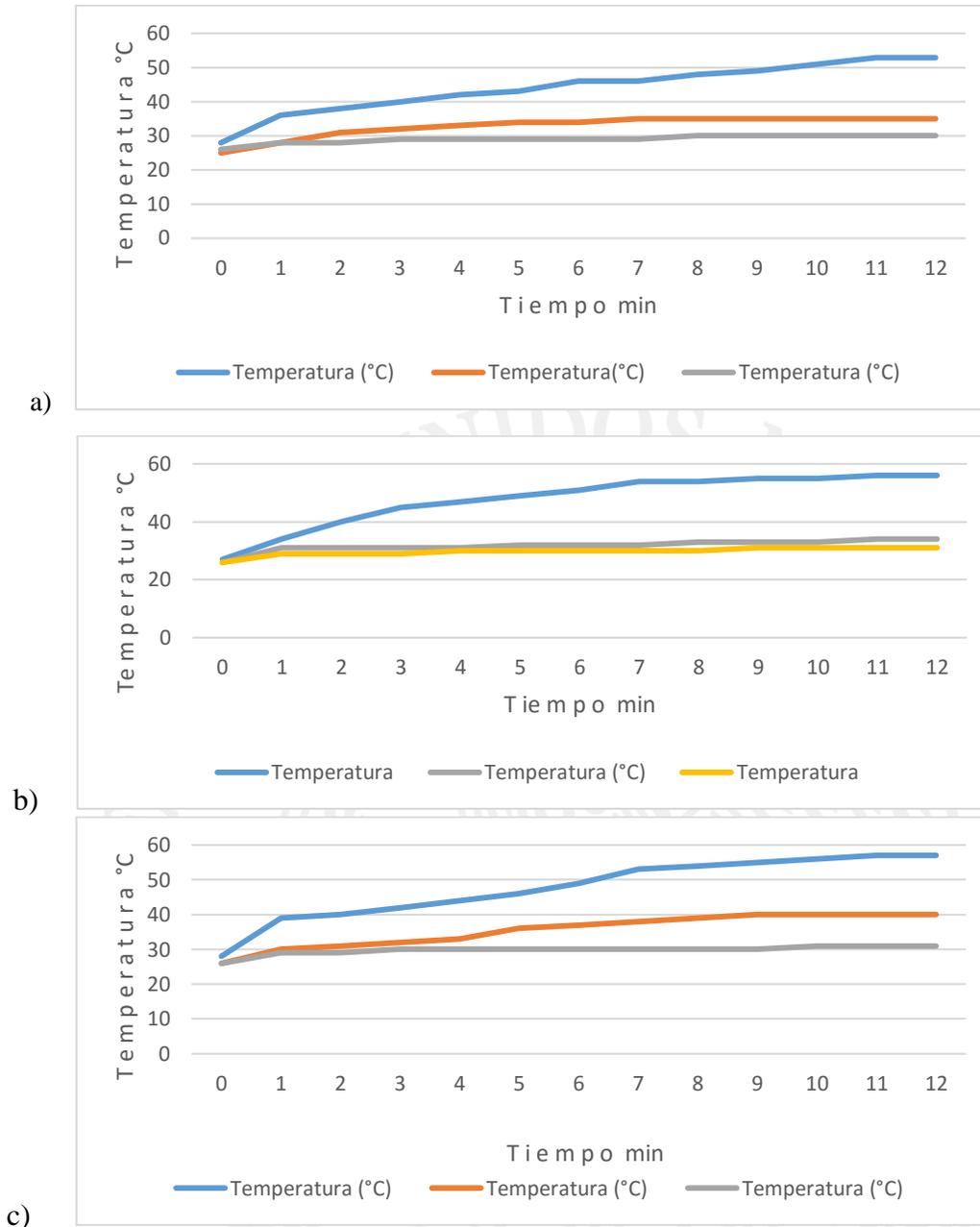


Figura 4.10 Comparativo del calentamiento respecto al mismo diámetro
 a) tubo de 30 cm b) tubo de 60 cm c) tubo de 100 cm.

Con la obtención de estos resultados del comportamiento de la temperatura en los tubos termosifones bifásicos y considerando los valores de masa, volumen, longitud, temperaturas y gradiente de temperatura; se procede al análisis del comportamiento térmico de los tubos termosifones bifásicos, resaltando en este caso:

Índice

- Análisis del gradiente de temperatura
- Análisis de transferencia de calor
- Análisis del comportamiento mecánico

Análisis del gradiente de temperatura

Los resultados que se obtuvieron fueron en dos etapas respecto a la presión de vacío generado en los tubos termosifones bifásicos, pero con tres condiciones en común que fueron: agua destilada como fluido de trabajo, 17% de carga de llenado del fluido de trabajo y temperatura en la zona de ebullición de 82°C.

En las Tablas 4.1 a 4.6, se muestran los resultados obtenidos en cada etapa, estableciendo el aumento gradual de la temperatura en cada tubo termosifón con el paso del tiempo y resaltando en cada caso el gradiente de temperatura de cada tubo, con lo que se puede describir el flujo de transferencia de calor en los mismos y hacer un comparativo del rendimiento térmico entre los diversos tubos considerando los parámetros antes mencionados en cada etapa y entre ambas etapas para evaluar la variabilidad en la operación de los tubos termosifones.

Tubos con presión de vacío de 23 in de Hg

Tabla 4.1 Gradiente de temperatura en tubos de 1/2” de diámetro.

	Volumen Total (cm³)	Volumen fluido (cm³)	Temperatura zona de condensación (°C)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)
1	42.3078	7.1923	67	15
2	84.656	14.3846	35	47
3	141.0260	23.9744	30	52

Índice

Tabla 4.2 Gradiente de temperatura en tubos de 3/4” de diámetro.

	Volumen Total (cm³)	Volumen fluido (cm³)	Temperatura zona de condensación (°C)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)
1	85.5068	14.5361	55	28
2	171.0137	29.0723	35	47
3	285.0229	48.4539	30	52

Índice

Tabla 4.3 Gradiente de temperatura en tubos de 1" de diámetro.

	Volumen Total (cm³)	Volumen fluido (cm³)	Temperatura zona de condensación (°C)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)
1	152.0122	25.8420	66	16
2	304.02	51.6841	46	36
3	506.7074	86.14	30	52

Tubos con presión de vacío de 20 in de Hg

Tabla 4.4 Gradiente de temperatura en tubos de ½" de diámetro.

	Volumen Total (cm³)	Volumen fluido (cm³)	Temperatura zona de condensación (°C)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)
1	42.3078	7.1923	53	29
2	84.656	14.3846	35	47
3	141.0260	23.9744	30	52

Tabla 4.5 Gradiente de temperatura en tubos de ¾" de diámetro.

	Volumen Total (cm³)	Volumen fluido (cm³)	Temperatura zona de condensación (°C)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)
1	85.5068	14.5361	56	26
2	171.0137	29.0723	34	48
3	285.0229	48.4539	31	51

Tabla 4.6 Gradiente de temperatura en tubos de 1" de diámetro.

	Volumen Total (cm³)	Volumen fluido (cm³)	Temperatura zona de condensación (°C)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)
1	152.0122	25.8420	57	25
2	304.02	51.6841	40	42
3	506.7074	86.14	31	51

Mediante estos comparativos entre ambas etapas de llenado se puede apreciar la capacidad que tiene cada tubo para llevar a cabo la transferencia de calor, y en este caso se establece la influencia del diámetro y la longitud en dicha eficiencia térmica. También con estos valores se establece el gradiente de temperatura generado entre las zonas de ebullición y condensación de cada tubo termosifón.

Índice

Análisis de transferencia de calor

Debido al comportamiento que muestran los tubos termosifones bifásicos durante su operación, es necesario considerar las etapas de ebullición y condensación que se presentan en forma intermitente, ya que se consideran como formas de transferencia de calor por convección, y que están relacionadas con movimiento del fluido como son la elevación de las burbujas hasta la parte superior y el flujo del condensado hacia el fondo. De igual manera deben ser tomados en cuenta el calor latente de vaporización, la tensión superficial y el tipo de flujo [23].

Tomando en cuenta los parámetros con los que se dispone, para poder obtener la transferencia de calor de los tubos, la primera consideración que se estima es el tipo de flujo que hay dentro del tubo, es decir se establece si el flujo es laminar o turbulento para lo cual se establece el número de Reynolds mediante la siguiente relación:

$$\frac{x}{D} > 10 \quad (4.1)$$

La cual si se cumple indica que el flujo es turbulento, que de acuerdo a las características de operación de los tubos es lo que se espera tener, a continuación se obtienen los valores del número de Reynolds con la ecuación 4.1 respecto a la longitud y al diámetro de cada tubo, y se muestran los resultados del resto de los tubos en la tabla 4.7

Se muestra la obtención de los números de Reynolds para los tubos de $\frac{1}{2}$ " (1.34 cm) con las 3 longitudes (30, 60 y 100 cm), cuya metodología es la misma para los demás tubos:

$$\begin{aligned} \text{Tubo1 } Re &= 30/1.34 = 22.32 & \text{Tubo2 } Re &= 60/1.34 = 44.77 \\ \text{Tubo3 } Re &= 100/1.34 = 74.62 \end{aligned}$$

Con los valores mostrados en la tabla 4.7 se puede ver que en todos los tubos el flujo es turbulento y esto nos da la pauta para poder obtener la velocidad del fluido, el flujo másico y finalmente la transferencia de calor de cada tubo.

Índice

Tabla 4.7 Número de Reynolds para cada tubo

Diámetro	Longitud		
Cm	30	60	100
1.34	22.38	44.77	74.62
1.905	15.74	31.49	52.49
2.52	11.81	23.62	39.37

Una vez establecido que el flujo es turbulento, y suponiendo un valor de este de 2100 debido a que es el valor donde se presenta el cambio en el flujo, se utiliza la ecuación 4.2 de donde se obtiene la velocidad para cada tubo respecto a la longitud.

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (4.2)$$

Despejando v de la ecuación 4.2 se tiene $v = \frac{Re \mu}{\rho L}$ y de la tabla A-9 (propiedades del agua saturada) del libro de transferencia de calor de Cengel se tienen los valores de:

$$\rho_l = 971.8 \text{ kg/m}^3 \quad \mu_l = 0.355 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

Por lo tanto las velocidades para cada tubo respecto a la longitud (0.3, 0.6, 1 m) son:

$$\text{Tubos de 30 cm} \quad v = \frac{2100(0.355 \times 10^{-3})}{971.8(0.3)} = 2.557 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$\text{Tubos de 60 cm} \quad v = \frac{2100(0.355 \times 10^{-3})}{971.8(0.6)} = 1.278 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$\text{Tubos de 100 cm} \quad v = \frac{2100(0.355 \times 10^{-3})}{971.8(1)} = 7.67 \times 10^{-4} \text{ m/s}$$

Teniendo ya los valores de las velocidades y las áreas para cada tubo, se procede a calcular el flujo másico de los mismos, el cual se determina con la ecuación $\dot{m} = \rho v A$ de la siguiente manera:

Tubos de 30 cm

$$\text{Diámetro de } \frac{1}{2}'' \quad \dot{m} = (971.8)(2.557 \times 10^{-3})(1.41026 \times 10^{-4}) = \mathbf{3.504 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}$$

$$\text{Diámetro de } \frac{3}{4}'' \quad \dot{m} = (971.8)(2.557 \times 10^{-3})(2.85022 \times 10^{-4}) = \mathbf{7.082 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}$$

$$\text{Diámetro de } 1'' \quad \dot{m} = (971.8)(2.557 \times 10^{-3})(5.0670 \times 10^{-4}) = \mathbf{1.259 \times 10^{-3} \text{ kg/s}}$$

Índice

Tubos de 60 cm

$$\text{Diámetro de } \frac{1}{2}'' \quad \dot{m} = (971.8)(1.278 \times 10^{-3})(1.41026 \times 10^{-4}) = \mathbf{1.751 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}$$

$$\text{Diámetro de } \frac{3}{4}'' \quad \dot{m} = (971.8)(1.278 \times 10^{-3})(2.85022 \times 10^{-4}) = \mathbf{3.539 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}$$

$$\text{Diámetro de } 1'' \quad \dot{m} = (971.8)(1.278 \times 10^{-3})(5.0670 \times 10^{-4}) = \mathbf{6.253 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}$$

Tubos de 100 cm

$$\text{Diámetro de } \frac{1}{2}'' \quad \dot{m} = (971.8)(7.67 \times 10^{-4})(1.41026 \times 10^{-4}) = \mathbf{1.051 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}$$

$$\text{Diámetro de } \frac{3}{4}'' \quad \dot{m} = (971.8)(7.67 \times 10^{-4})(2.85022 \times 10^{-4}) = \mathbf{2.124 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}$$

$$\text{Diámetro de } 1'' \quad \dot{m} = (971.8)(7.67 \times 10^{-4})(5.0670 \times 10^{-4}) = \mathbf{3.776 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}$$

Teniendo los flujos máscicos y considerando la temperatura de evaporación del agua a 82 °C que fue la que alcanzaron los tubos de manera experimental se obtiene el flujo de calor mediante la formula $\dot{Q} = \dot{m} h_{fg}$ donde $h_{fg} = 2305.46 \text{ KJ/kg}$ es el calor latente de evaporación o entalpía de vaporización, cuyo valor se obtiene de tablas de agua (Termodinámica Cengel)

Tubos de 30 cm

$$\text{Diámetro de } \frac{1}{2}'' \quad \dot{Q} = (3.504 \times 10^{-4})(2305.46) = \mathbf{0.8078 \text{ KJ/s}}$$

$$\text{Diámetro de } \frac{3}{4}'' \quad \dot{Q} = (7.082 \times 10^{-4})(2305.46) = \mathbf{1.6327 \text{ KJ/s}}$$

$$\text{Diámetro de } 1'' \quad \dot{Q} = (1.259 \times 10^{-3})(2305.46) = \mathbf{2.9025 \text{ KJ/s}}$$

Tubos de 60 cm

$$\text{Diámetro de } \frac{1}{2}'' \quad \dot{Q} = (1.751 \times 10^{-4})(2305.46) = \mathbf{0.4036 \text{ KJ/s}}$$

$$\text{Diámetro de } \frac{3}{4}'' \quad \dot{Q} = (3.539 \times 10^{-4})(2305.46) = \mathbf{0.8159 \text{ KJ/s}}$$

$$\text{Diámetro de } 1'' \quad \dot{Q} = (6.253 \times 10^{-4})(2305.46) = \mathbf{1.4416 \text{ KJ/s}}$$

Tubos de 100 cm

$$\text{Diámetro de } \frac{1}{2}'' \quad \dot{Q} = (1.051 \times 10^{-4})(2305.46) = \mathbf{0.2423 \text{ KJ/s}}$$

$$\text{Diámetro de } \frac{3}{4}'' \quad \dot{Q} = (2.124 \times 10^{-4})(2305.46) = \mathbf{0.4896 \text{ KJ/s}}$$

$$\text{Diámetro de } 1'' \quad \dot{Q} = (3.776 \times 10^{-4})(2305.46) = \mathbf{0.8705 \text{ KJ/s}}$$

Con los valores obtenidos se observa cómo influyen el diámetro y la longitud en la velocidad de transferencia de calor, lo cual es un factor determinante para estimar la eficiencia de los tubos en la transferencia de calor de un extremo al otro, de tal manera que se pueden establecer las siguientes consideraciones:

- En tubos del mismo diámetro al aumentar la longitud disminuye el flujo de calor
- En tubos de la misma longitud al aumentar el diámetro aumenta el flujo de calor

Análisis mecánico

En este contexto el análisis que se hace de los tubos respecto a su comportamiento mecánico corresponde a la deformación lineal (longitud) y superficial (diámetro), así como el esfuerzo al que es sometido cada tubo por efecto del cambio de temperatura.

- a) En el caso de la deformación lineal esta se obtiene mediante la aplicación de la siguiente formula $\Delta L = \alpha \Delta T L$ donde:

α = coeficiente de expansión térmica, para el cobre es de $16.9 \times 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$
 ΔT = cambio de temperatura entre los extremos del tubo $^{\circ}\text{C}$
 L = longitud del tubo cm

- b) En el caso de la deformación superficial esta se obtiene mediante la aplicación de la siguiente formula $\Delta A = 2 \alpha \Delta T A$ donde:

α = coeficiente de expansión térmica, para el cobre es de $16.9 \times 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$
 ΔT = cambio de temperatura entre los extremos del tubo $^{\circ}\text{C}$
 A = área del tubo cm^2

Estos cálculos se hacen para cada uno de los 18 tubos ya que el gradiente de temperatura fue diferente. Dichos resultados se muestran en las Tablas 4.8 a 4.15.

Tubos con presión de vacío de 23 in Hg

Tabla 4.8 Deformación lineal y superficial de tubos de ½”.

	Longitud (cm)	Diferencia de temperatura zonas (°C)	de entre	Deformación lineal (cm)	Área (cm²)	Deformación superficial (cm²)
1	30	15		0.007605	1.41026	0.0007150
2	60	47		0.047658	1.41026	0.0022403
3	100	52		0.08788	1.41026	0.0024786

Tabla 4.9 Deformación lineal y superficial de tubos de ¾”.

	Longitud (cm)	Diferencia de temperatura zonas (°C)	de entre	Deformación lineal (cm)	Área (cm²)	Deformación superficial (cm²)
1	30	28		0.014196	2.85022	0.0026974
2	60	47		0.014196	2.85022	0.0045278
3	100	52		0.014196	2.85022	0.0050095

Tabla 4.10 Deformación lineal y superficial de tubos de 1”.

	Longitud (cm)	Diferencia de temperatura zonas (°C)	de entre	Deformación lineal (cm)	Área (cm²)	Deformación superficial (cm²)
1	30	16		0.008112	5.0670	0.0027402
2	60	36		0.036504	5.0670	0.0061655
3	100	52		0.014196	5.0670	0.0089057

Índice

Tubos con presión de vacío de 20 in Hg

Tabla 4.11 Deformación lineal y superficial de tubos de ½”.

	Longitud (cm)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)	de	Deformación lineal (cm)	Área (cm ²)	Deformación superficial (cm ²)
1	30	29		0.014703	1.41026	0.0013823
2	60	47		0.047658	1.41026	0.0022403
3	100	52		0.08788	1.41026	0.0024786

Tabla 4.12 Deformación lineal y superficial de tubos de ¾”.

	Longitud (cm)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)	de	Deformación lineal (cm)	Área (cm ²)	Deformación superficial (cm ²)
1	30	26		0.013182	2.85022	0.0025047
2	60	48		0.048672	2.85022	0.0046241
3	100	51		0.08619	2.85022	0.0049132

Tabla 4.13 Deformación lineal y superficial de tubos de 1”.

	Longitud (cm)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)	de	Deformación lineal (cm)	Área (cm ²)	Deformación superficial (cm ²)
1	30	25		0.012675	5.0670	0.0042816
2	60	42		0.042588	5.0670	0.0071931
3	100	51		0.08619	5.0670	0.0087344

- c) Para el caso del esfuerzo térmico al que son sometidos los tubos, este se obtiene mediante la formula $\sigma_T = \alpha E \Delta T$ donde:

α = coeficiente de expansión térmica, para el cobre es de 16.9×10^{-6} 1/°C

ΔT = cambio de temperatura entre los extremos del tubo °C

E = módulo de elasticidad para el cobre es de 120×10^9 Pa

Tabla 4.14 Esfuerzo térmico en tubos con presión de vacío de 23 in Hg.

Diámetro (in)	Longitud (cm)	Diferencia de temperatura zonas (°C)	de entre	Esfuerzo térmico MPa
1/2	30	15		30.42
1/2	60	47		95.31
1/2	100	52		105.45
3/4	30	28		56.78
3/4	60	47		95.31
3/4	100	52		105.45
1	30	16		32.44
1	60	36		73.00
1	100	52		105.45

Tabla 4.15 Esfuerzo térmico en tubos con presión de vacío de 20 in Hg.

Diámetro (in)	Longitud (cm)	Diferencia de temperatura entre zonas (°C)	Esfuerzo térmico MPa
1/2	30	15	30.42
1/2	60	47	95.31
1/2	100	52	105.45
3/4	30	28	56.78
3/4	60	47	95.31
3/4	100	52	105.45
1	30	16	32.44
1	60	36	73.00
1	100	52	105.45

Índice

La finalidad de realizar estos cálculos es para apreciar el comportamiento de los tubos termosifones bifásicos de manera mecánica por el efecto de la temperatura, y se establece que estos están expuestos a deformación lineal, superficial y esfuerzo térmico, por lo que resulta relevante ver este comportamiento para analizar si con la operación y con variantes en el gradiente de temperatura se pueda provocar alguna falla en el material del tubo.

4.2 Resultados de la simulación

Una vez concluidas las simulaciones en ansys fluent sobre la caracterización del flujo dentro de los tubos como consecuencia de la interacción de los cambios de fase de la sustancia de trabajo (agua destilada), se obtienen los resultados correspondientes al comportamiento de la velocidad del flujo, que fue lo propuesto para el análisis por simulación.

Con los valores y gráficas obtenidas de la simulación se puede establecer que el comportamiento del flujo dentro de los tubos es el mismo invariablemente de las dimensiones, ya que la geometría recorrida y el fluido (densidad y viscosidad cinemática) es el mismo para todos los tubos y son precisamente estos 2 parámetros los que rigen el comportamiento del flujo. Por lo tanto resulta conveniente tener en cuenta que la velocidad de traslado del fluido dentro de los tubos tiende a una estabilización aparente, ya que si consideramos la relación entre la longitud y el diámetro, se estima que el flujo es turbulento en todo momento a partir de la puesta en operación de los tubos termosifones bifásicos.

También se pudo apreciar cómo es que la velocidad del flujo tiende a converger hacia un valor uniforme, no sin antes reconsiderar que esta se estipula para el recorrido en todas las direcciones (x,y,z) y estableciendo una velocidad continua, más sin embargo no se llega a un flujo estable debido a que el comportamiento de la sustancia de trabajo dentro del tubo es intermitente debido a los cambios de fase en los cuales se ve involucrada durante su operación

4.3 Validación de resultados

La validación de resultados se hará mediante la comparación de los valores obtenidos experimentalmente y de manera numérica, para lo cual también se recurre al empleo de coeficientes de correlación empíricos para el comportamiento del flujo de calor que es el parámetro más relevante de la función de los tubos termosifones bifásicos. Y así de esta manera poder establecer si el comportamiento de los tubos confirma que su rendimiento térmico es adecuado para aplicarlos en sistemas y procesos industriales para la optimización de energía térmica.

Primera validación

El primer comparativo que se hace es el de la transferencia de calor teniendo como referencia la temperatura de ebullición ideal (100 °C) contra la temperatura experimental (82 °C) para lo cual se utiliza la fórmula 1.10 para la transferencia de calor de un tubo termosifón bifásico $\dot{Q} = \dot{m} h_{fg}$ para tal efecto se muestran los resultados obtenidos en las Tablas 4.16 y 4.17, para poder contrastarlos y establecer la efectividad de los tubos.

Tabla 4.16 Flujo de calor considerando la temperatura de vaporización de 82°C.

	½" de diámetro	¾" de diámetro	1" de diámetro
Longitud cm	Flujo calor kJ/s	Flujo calor kJ/s	Flujo calor kJ/s
30	0.8078	1.6327	2.9025
60	0.4036	0.8159	1.4416
100	0.2423	0.4896	0.8705

Tabla 4.17 Flujo de calor considerando la temperatura de vaporización de 100 °C.

	½" de diámetro	¾" de diámetro	1" de diámetro
Longitud cm	Flujo calor kJ/s	Flujo calor kJ/s	Flujo calor kJ/s
30	0.7908	1.5984	2.8411
60	0.3952	0.7987	1.4113
100	0.2372	0.4793	0.8522

Comparando los valores de las tablas haciendo corresponder el diámetro y la longitud podemos observar que considerando la temperatura experimental el flujo de calor es ligeramente mayor que el que se obtiene con la temperatura ideal. Con lo que en este caso podemos establecer que el funcionamiento de los tubos es adecuado para llevar a cabo una transferencia de calor entre sus extremos.

Segunda validación

Considerando el comportamiento del flujo por estar el tubo en posición vertical se tiene inicialmente un análisis de ebullición en estanque debido a que el fluido está en reposo y no es forzado a desplazarse por un medio externo, de tal manera que se considera como parte inicial para el funcionamiento del tubo la ebullición nucleada, que es la primera etapa de la ebullición del fluido y que contribuirá al flujo del calor, cabe destacar que la nucleación es difícil de predecir debido a sus características de comportamiento [23].

Por tal motivo en este caso se emplea la correlación de **Rohsenow** (4.3) para posteriormente determinar la transferencia de calor.

$$\dot{q}_{nucleada} = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_{pl}(T_s - T_{sat})}{C_{sff} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3 \quad (4.3)$$

Los valores de las variables se obtienen de las tablas A-9, 10-1 y 10-3 [23] considerando la temperatura de saturación del agua a 100 °C y la temperatura de operación de 82 °C que fue la temperatura de estabilización de los tubos para iniciar su operación los valores se indican a continuación:

$$\mu_l = 0.282 \times 10^{-3} \text{ kg m/s} \quad h_{fg} = 2257 \times 10^3 \text{ J/kg} \quad C_{pl} = 4217 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$\rho_l = 957.9 \text{ kg/m}^3 \quad \rho_v = 0.6 \text{ kg/m}^3 \quad Pr_l = 1.75 \quad C_{sf} = 0.0130$$

$$\sigma = 0.0589 \text{ N/m} \quad T_s - T_{sat} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.3 se tiene lo siguiente:

$$\dot{q}_{nucl} = (0.282 \times 10^{-3})(2257 \times 10^3) \left[\frac{9.81(957.9 - 0.6)}{0.0589} \right]^{1/2} \left[\frac{4217(18)}{0.130(2257 \times 10^3)(1.75)} \right]^3$$

$$\dot{q}_{nucl} = 821052.62 \text{ W/m}^2$$

Este valor es el mismo para todos los tubos, así que ahora se determina la transferencia de calor para los tubos de acuerdo a la siguiente formula $\dot{Q}_{ebull} = A \dot{q}_{nucl}$

Tubo de 1/2" $\dot{Q}_{ebull} = 1.41026 \times 10^{-4} (821052.62) = 115.78 \text{ W} = 0.1157 \text{ KW}$

Tubo de 3/4" $\dot{Q}_{ebull} = 2.85022 \times 10^{-4} (821052.62) = 234.018 \text{ W} = 0.2340 \text{ KW}$

Tubo de 1" $\dot{Q}_{ebull} = 5.0670 \times 10^{-4} (821052.62) = 416.027 \text{ W} = 0.4160 \text{ KW}$

Al comparar estos valores con los obtenidos de forma experimental y que se muestran en la Tabla 4.18 podemos ver que los valores obtenidos con la relación de **Rohsenow** están por debajo de los experimentales, por lo tanto podemos concluir que la transferencia es adecuada.

Tabla 4.18 Comparativo de transferencia de calor empírico y experimental.

1/2" de diámetro		3/4" de diámetro		1" de diámetro	
Flujo calor kJ/s		Flujo calor kJ/s		Flujo calor kJ/s	
Exper	Empirico	Exper	Empirico	Exper	Empirico
0.8078	0.1157	1.6327	0.2340	2.9025	0.4160
0.4036	0.1157	0.8159	0.2340	1.4416	0.4160
0.2423	0.1157	0.4896	0.2340	0.8705	0.4160

Índice

Tercera validación

En el diseño del equipo de transferencia de calor para la ebullición es de vital importancia tener conocimiento del flujo máximo de calor para evitar la extinción y de manera teórica se hace uso de la correlación de Kutateladze y Zuber para determinar el flujo máximo o crítico de calor en la ebullición nucleada. [23]

$$\dot{q}_{max} = C_{cr} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (4.4)$$

Tomando los valores anteriores para el agua saturada a 100 °C y el valor de C_{cr} de la tabla 10-4 [23] se tiene lo siguiente:

$$\rho_l = 957.9 \text{ kg/m}^3 \quad \rho_v = 0.6 \text{ kg/m}^3 \quad h_{fg} = 2257 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

$$\sigma = 0.0589 \text{ N/m} \quad C_{cr} = 0.12$$

Con lo cual se procede a calcular el flujo máximo o crítico que será el mismo para todos los tubos

$$\dot{q}_{max} = 0.12(2257 \times 10^3)[0.0589 (9.81) (0.6)^2 (957.9 - 0.6)]^{1/4}$$

$$\dot{q}_{max} = 1.02 \times 10^6 \text{ W/m}^2$$

Con este valor se puede determinar la transferencia de calor máxima mediante la relación

$\dot{Q}_{max} = A \dot{q}_{max}$ la cual se aplica para los tubos de acuerdo al diámetro

$$\text{Tubo de } \frac{1}{2}'' \quad \dot{Q}_{max} = 1.41026 \times 10^{-4} (1.02 \times 10^6) = 143.84 \text{ W} = 0.1438 \text{ KW}$$

$$\text{Tubo de } \frac{3}{4}'' \quad \dot{Q}_{max} = 2.85022 \times 10^{-4} (1.02 \times 10^6) = 290.722 \text{ W} = 0.2907 \text{ KW}$$

$$\text{Tubo de } 1'' \quad \dot{Q}_{max} = 5.0670 \times 10^{-4} (1.02 \times 10^6) = 516.834 \text{ W} = 0.5168 \text{ KW}$$

Tomando los valores para el agua a 82 °C y el valor de C_{cr} de la tabla 10-4 [23] se tiene lo siguiente:

$$\rho_l = 971.8 \text{ kg/m}^3 \quad \rho_v = 0.2935 \text{ kg/m}^3 \quad h_{fg} = 2305.46 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

$$\sigma = 0.0627 \text{ N/m} \quad C_{cr} = 0.12$$

Con lo cual se procede a calcular el flujo máximo o crítico que será el mismo para todos los tubos

$$\dot{q}_{max} = 0.12(2305.46 \times 10^3)[0.0627 (9.81) (0.2935)^2 (971.8 - 0.2935)]^{1/4}$$

$$\dot{q}_{max} = 741.034 \times 10^3 \text{ W/m}^2$$

Índice

Con este valor se puede determinar la transferencia de calor máxima mediante la relación

$\dot{Q}_{max} = A \dot{q}_{max}$ la cual se aplica para los tubos de acuerdo al diámetro

Tubo de ½" $\dot{Q}_{max} = 1.41026 \times 10^{-4} (741.034 \times 10^3) = 104.50 \text{ W} = 0.1045 \text{ KW}$

Tubo de ¾" $\dot{Q}_{max} = 2.85022 \times 10^{-4} (741.034 \times 10^3) = 211.210 \text{ W} = 0.2112 \text{ KW}$

Tubo de 1" $\dot{Q}_{max} = 5.0670 \times 10^{-4} (741.034 \times 10^3) = 375.479 \text{ W} = 0.3754 \text{ KW}$

Al comparar estos valores con los valores de la temperatura a 100 °C se determina que no se llega al valor crítico o máximo por lo cual se establece que el funcionamiento del tubo es adecuado a los parámetros establecidos.



Índice

Conclusiones

Con la realización de este trabajo se pudo establecer la metodología para la construcción de tubos termosifones bifásicos, de tal manera que se llevó a cabo la fabricación de los mismos, para posteriormente verificar las condiciones de vacío y poder ser llenados con agua destilada al 17% de volumen, con lo que se procedió a la realización de las pruebas experimentales para establecer el calentamiento de los tubos y poder confirmar la transferencia de calor de la zona de evaporación a la zona de condensación.

Durante las pruebas de calentamiento se pudo observar que los tubos experimentaban un gradiente de temperatura entre sus extremos de tal manera que el extremo correspondiente a la zona de evaporación al estar en contacto con el medio caliente adquirió una temperatura cercana a la de éste, mientras que en el otro extremo correspondiente a la zona de condensación su temperatura fue creciendo sin que llegara a igualar la del otro extremo hasta permanecer en un valor constante. Con esto se pudo constatar que si hay una transferencia de calor entre las zonas del tubo.

Con los valores obtenidos experimentalmente se pudieron obtener algunos parámetros como fueron velocidad de flujo, flujo másico, transferencia de calor, flujo de calor, y otros como deformación lineal y superficial, esfuerzo térmico, esto con la finalidad de analizar el comportamiento térmico y mecánico de los tubos. Cabe resaltar que todos los cálculos se hicieron tomando como referencia los valores propuestos de ciertas características de la sustancia de trabajo y del cuerpo de los tubos, así como los obtenidos de manera experimental y en algunos casos por así requerirlo se consideraron valores de propiedades de forma teórica.

En el caso de la realización de la simulación y los resultados obtenidos se pudo apreciar que estos correspondían al comportamiento esperado para un flujo turbulento de un fluido dentro y/o a través de un tubo, en este caso se determinó como es el comportamiento de éste en base a las características de densidad, viscosidad cinemática y velocidad del fluido, así como de la geometría de los tubos. Por lo que se pudo identificar y verificar que el flujo que circula dentro de los tubos es turbulento y que en determinado momento se mantendrá una velocidad promedio dentro del mismo.

Índice

Con los resultados que se obtuvieron de forma experimental durante el desarrollo de la investigación se procedió a la realización de la evaluación analítica de los mismos, para lo

cual fue necesario apoyarse de los fundamentos científicos correspondientes al área de termofluidos para analizar y validar los mismos. Con esto se procedió a su contrastación con las correlaciones empíricas ya establecidas y aceptadas para poder determinar si los valores obtenidos de los primeros son aceptables respecto a los segundos, considerando que en algunos casos debían ser mayores y en otros menores dependiendo de las condiciones de operación de cada uno y para lo cual había que hacer referencia a esta condición.

Es por ello que ante las condiciones observadas durante la realización y finalización de este trabajo de investigación, se puede establecer que los tubos termosifones bifásicos si son una opción viable para el aprovechamiento y recuperación de energía térmica, esto derivado de su comportamiento durante las pruebas experimentales ya que su operación fue satisfactoria haciendo referencia al aumento de temperatura entre los extremos de los tubos y por consiguiente a la transferencia de calor entre los mismo. También se pudo establecer que la presión de vacío que se emplea para el llenado de los tubos no es un factor determinante, mas sin embargo se determinó que la longitud y el diámetro si influyen en el desempeño térmico de los tubos. Pudiendo establecer que los de mejor rendimiento son los tubos con el menor diámetro y longitud.

Finalmente se puede considerar que derivado de las dimensiones y de la sustancia de trabajo que conformen a los tubos termosifones bifásicos las opciones de aplicación industrial son inmensas, ya que se pueden utilizar en diversas máquinas y equipos como dispositivos térmicos para optimizar el rendimiento, tanto en el ahorro, generación y recuperación de energía. Además de ser elementos que requieren poco mantenimiento y ser de bajo costo respecto a otros dispositivos empleados para el mismo fin.

Recomendaciones

Tomando en consideración lo observado durante el desarrollo de esta investigación, se hacen las siguientes recomendaciones para ser considerados en la realización de trabajos posteriores y/o para verificar la eficiencia térmica de los tubos termosifones bifásicos.

En la construcción y pruebas

- Contar con las instalaciones y equipo adecuados para el área de termofluidos.
- Considerar el uso de otros materiales y dimensiones para el cuerpo de los tubos.
- Considerar el uso de otras sustancias de trabajo.
- Estandarizar las condiciones climáticas para la fabricación de los tubos y la realización de las pruebas experimentales.
- Estandarizar el tiempo para la generación de vacío en los tubos.
- Realizar pruebas de los tubos como dispositivos de enfriamiento en diversos medios (sólido y líquido).

En la simulación

- Utilizar la misma versión del software respecto a la que se hace referencia en los materiales de apoyo (tutoriales).
- Disponer de un equipo de cómputo con la capacidad requerida para realizar los cálculos.
- Realizar un trabajo completo de simulación sobre el comportamiento de todos los parámetros que conforman a los tubos

Con estas recomendaciones se pretende que en trabajos posteriores se disminuyan los inconvenientes para su desarrollo, además de establecer una estandarización para llevar a cabo la fabricación, pruebas experimentales y en caso necesario una simulación numérica.

Índice

Referencias

- [1] Bielinski H., Mikielewicz J., The effect of geometrical parameters on the mass flux in a two phase thermosyphon loop heated from one side, Arch. of Thermodynamics, Vol. 29(2008) No. 1,59-68.
- [2] Mistry P.R., Thakkar F.M., De S. and dasgupta S., Experimental validation of a two – dimensional model of the transient and steady-state characteristics of a wicked heat pipe, Experimental Heat Transfer, 23:333-348,2010.
- [3] Zheshy Ma, Shouguang Yao, Numerical simulation of heat transfer and two-phase flow in a novel heat pipe cold plate, Arch. of Thermodynamics, Vol. 30(2009) No.1,45-62.
- [4] Arab Mobin, Abbas Ali, A model-based approach for analysis of working fluids in heat pipes, Applied Thermal Engineering 73(2014)749-761.
- [5] Davis T.W.,Garimella S.V., Thermal resistance measumerent across a wick structure using a novel thermosyphon test chamber, Experimental Heat Transfer, 21:143-154,2008.
- [6] Kiatsiriroat T., Nuntaplan A. and Tiansuwan J., Thermal performance enhancement of thermosyphon heat pipe with binary working fluids, Experimental Heat Transfer, 13:137-152,2000.
- [7] Bielinsky Henryk, Mikielewicz Jaroslaw, Mass flux and heat transfer coefficient in two phase thermosyphon loop heated from a horizontal side and cooled from the vertical side, Arch. of Thermodynamics, Vol 29(2008), No. 4,13-26.
- [8] Dangeton W., Pattiya A., Rittidech S. and Siriwan N., Flow visualization of a miniature loop thermosyphon, Experimental Heat Transfer, 26:329-342,2013.
- [9] Akhanda M.A.R.,Mahmoad S.L., Effect of evaporator surface enhancement on the performance of a two-phase closed loop thermosyphon, Arch. of Thermodynamics Vol 30(2009), No. 1,63-72.
- [10] Shanbedi M., Zeinali Heris S., Baniadam M. and Amiri a., The effect of multi-walled carbon nanotube/water nanofluid on termal performance of a two-phase closed thermosyphon, Experimental Heat transfer, 26:26-40,2013.
- [11] Kreith Frank, Manglik Raj M., Principios de transferencia de calor, Cengage Learning 2012.
- [12] Álvarez Morales Alejandro, Investigación experimental para determinar la cantidad de fluido interno en termosifones bifásicos, Tesis de maestría 2009.
- [13] Incropera Frank P., De Witt David P., Fundamentos de transferencia de calor, Prentice Hall. 1999.
- [14] Reay David, Kew Peter, Heat Pipe: Theory, design an applications, 2014.
- [15] Tong L.S. and Tang Y.S., Boiling Heat Transfer and two-phase flow,1999.
- [16] Cengel Yunus, Termodinámica, Mc Graw Hill, 2012 México.
- [17] Gómez Mercado Abdiel, Análisis experimental de un tubo termosifón bifásico, XVIII Congreso Internacional Anual de la SOMIM. Salamanca, Guanajuato, 2012.
- [18] Pioro, L. S. Pioro, I. L., Industrial Two-phase Thermosyphons. 1997. Begell House, Nueva York. 288 p.
- [19] Carro, R., Diseño, construcción y caracterización de un calentador domestico de paso, empleando tubos termosifones bifásicos, I. P. N.,ESIME, Tesis de Maestría,

México, D. F. Marzo 2002.

- [20] Galindo, G., Desarrollo del programa de computo CALCA para el diseño termodinámico de caloductos orgánicos, I. P. N., ESIME, Tesis de Maestría, México, D. F. Septiembre 2003.
- [21] Dunn, P. and Reay, D. A.. Heat pipes. Second edition. Great Britain, Pergamon Press, 1978.
- [22] Peterson, G. P. An introduction to heat pipes: Modeling, testing, and applications United States of America. John Wiley & Sons, 1994. 356 p.
- [23] Cengel Yunus, Transferencia de calor, Mc Graw Hill, 2004 México.

Índice

