

UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE CIENCIAS

ESTUDIO EXPERIMENTAL SOBRE  
LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN  
TERMOSIFON CERRADO EN DOS FASES

T E S I S

Que para obtener el título de

F I S I C A

P r e s e n t a

GUADALUPE HUELSZ LESBROS



Universidad Nacional  
Autónoma de México

UNAM



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

## PREFACIO

En esta tesis se presenta el trabajo experimental desarrollado sobre un termosifón cerrado en dos fases tipo cavidad.

El objetivo de este trabajo es el diseño, construcción, instrumentación y pruebas del termosifón, así como un estudio preliminar sobre el efecto de la temperatura de operación y la altura del líquido en la transferencia de calor a través del mismo. Esto se logra mediante el conocimiento del campo de temperaturas, la presión y la visualización de los fenómenos en el interior del termosifón.

En el primer capítulo se hace una introducción general sobre los mecanismos de transferencia de calor. Se define el término termosifón como aquel que designa a un sistema que transfiere calor de una zona a otra que se encuentra a mayor altura, mediante el movimiento del fluido en su interior provocado por la diferencia en la densidad del mismo. Se señalan las características del termosifón cerrado en dos fases tipo cavidad, así como posibles aplicaciones de este.

En el segundo capítulo se hace una recopilación bibliográfica de los trabajos experimentales sobre el termosifón cerrado en dos fases tipo cavidad. Se discuten los efectos de los parámetros sobre la transferencia de calor en este dispositivo, también se analizan los fenómenos físicos reportados en estos trabajos.

El tercer capítulo es una descripción detallada del diseño y construcción del equipo experimental construido, que consta de tres partes fundamentales: sistema termosifón, sistemas auxiliares e instrumentación. El termosifón diseñado está constituido por un tubo de vidrio con dos tapas metálicas que son intercambiadores de calor que permiten mantener las regiones inferiores y superiores a temperaturas constantes y diferentes. Con este diseño se cuenta con un dispositivo sencillo que permite la observación y el análisis de los fenómenos físicos involucrados en la transferencia de calor.

En el capítulo cuarto se menciona el procedimiento seguido para probar el equipo construido y los cambios efectuados en el mismo para su mejor funcionamiento. Se anota la rutina experimental seguida, así como los parámetros estudiados.

Se efectuaron diecisiete experimentos cuyos resultados son reportados en el capítulo quinto. En su primera sección se señaló la metodología empleada para el análisis de los resultados. En la siguiente sección se presenta un estudio paramétrico analizando y discutiendo resultados locales y globales como función de la temperatura del agua de

calentamiento y la altura de llenado del termosifón. Se reporta una prueba de repetibilidad del experimento y se presentan estudios sobre los efectos de los gases no condensables y la presión y sobre los efectos radiativos.

Por último, en el capítulo sexto se anotan las principales conclusiones derivadas de este estudio. De éstas y los fenómenos observados, se señalan caminos a futuras investigaciones utilizando el mismo dispositivo experimental aquí descrito.

## INDICE

DEFINICION DE PARAMETROS Y NOMENCLATURA	...1
1 INTRODUCCION	...1
Mecanismos de la transferencia de calor	...7
Definición de termosifón	...8
Orígenes del termosifón cerrado en dos fases, tipo cavidad	...9
Definición y orígenes del caloriducto	...11
Aplicaciones del termosifón cerrado en dos fases	...12
Antecedentes y objetivo	...13
2 REVISION BIBLIOGRAFICA	...15
Cuadro de trabajos experimentales sobre termosifón cerrado en dos fases	...15
2.1 Análisis sobre los parámetros estudiados	
a) Fluido de trabajo	...16
b) Cantidad de fluido de trabajo	...17
c) Temperatura de operación	...18
d) Angulo de inclinación	...19
e) Razón de la longitud de calentamiento entre longitud de enfriamiento	...20
f) Razón de la longitud entre diámetro	...21
g) Diámetro	...21
2.2 Discusión de los fenómenos físicos	
a) Transferencia de calor por convección	...22
b) Transferencia de calor por cambio de fase	...24
c) Límites a la transferencia de calor	
c.1) Límite de secado (dryout)	...31
c.2) Límite de quemado (burnout)	...33
c.3) Límite de inundado (flooding)	...35
d) Efecto geyser	...36
e) Efecto de gases no condensables dentro del termosifón	...38
3 EQUIPO EXPERIMENTAL	
3.1 Sistema termosifón	...42
a) Región de calentamiento	...43
b) Región de enfriamiento	...44
c) Región inactiva	...45

3.2	Sistemas auxiliares	
	a) Sistema de evacuado y llenado del termosifón	...46
	b) Sistema de calentamiento y circulación de agua caliente	...47
	c) Sistema de circulación de agua fría	...48
	d) Aislamiento térmico	...48
	e) Soporte	...49
3.3	Instrumentación	
3.3.1	Sensores	
	a) Temperatura	...50
	b) Presión	...54
	c) Nivel de llenado del termosifón	...55
	d) Flujo del agua de circulación	...56
	e) Características cualitativas	...56
3.3.2	Sistema de adquisición de datos (SAD)	...57
4	METODO EXPERIMENTAL	
4.1	Prueba del equipo	
	a) Instrumentación con termopares capilares	...58
	b) Instrumentación con termopares calibre 20	...41
4.2	Procedimiento experimental	
	a) Preparación al comenzar el día	...63
	b) Preparación para cada experimento	...64
	c) Rutina experimental	...65
5	RESULTADOS Y ANALISIS	
5.1	Metodología del análisis	...67
5.2	Estudio paramétrico	...69
	a) Prueba de repetibilidad	...79
	b) Efectos de la presión y gases no condensables	...80
	c) Efectos radiativos	...81
6	CONCLUSIONES	...83

Anexo A: Programa para la adquisición de datos

Anexo B: Programas para el análisis de los datos

Anexo C: Cálculo de las pérdidas de calor  
a través del sistema

Anexo D: Análisis de errores

Anexo E: Modelo de la transferencia de calor

Anexo F: Propiedades del agua



## DEFINICIÓN DE PARAMETROS Y NOMENCLATURA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
A	área	m <sup>2</sup>
a	difusividad térmica	m <sup>2</sup> /s
Cp	calor específico a presión constante	J/Kg/°C
d	diámetro interno del termosifón	m
Eff	eficiencia $Q_e/Q_c$	-
f	frecuencia de las oscilaciones en efecto geysir	1/s
Fc	fuerza centrífuga	N
g	aceleración de la gravedad	m/s <sup>2</sup>
h	coeficiente de transferencia de calor $Q/(Ax(T_c - T_w))$	W/m <sup>2</sup> /°C
I	intensidad de las oscilaciones en el efecto geysir	°C
k	conductividad térmica	W/m/°C

$k_{ef}$	conductividad efectiva $(L/\lambda)_{series} * (Q/\Delta T)$	W/m°C
L	longitud del termosifón	m
$L_c$	longitud de la zona de calentamiento	m
$L_e$	longitud de la zona de enfriamiento	m
$L_t$	razón de la longitud de calentamiento entre la longitud de enfriamiento	-
$l^*$	longitud característica	m
$l$	calor de vaporización	J/Kg
$m$	masa del líquido dentro del termosifón	Kg
$P$	presión	Pa
$Q$	flujo de calor	W
$q$	flujo de calor por unidad de área	W/m <sup>2</sup>
$q_l$	$\dot{Q}$ flujo de calor axial	W
$R$	resistencia térmica	°C/W
$T$	temperatura	°C
$T_{op}$	temperatura de operación	°C
$T$	diferencia de temperatura entre el calentador y el enfriador $T_c - T_e$	°C
$T_{ca}$	temperatura del agua de calentamiento a la entrada	°C
$T_{cs}$	temperatura del agua de calentamiento a la salida	°C
$T_{ce}$	temperatura del agua de enfriamiento a la	

	entrada	'C
Tes	temperatura del agua de enfriamiento a la salida	'C
T1, T2, T2b, T3	temperaturas a lo largo del termosifón	
T3, T4, T5, T6	localizadas según indica la figura III-4	'C
Tc	promedio de las temperaturas de entrada y salida del agua de calentamiento	'C
Te	promedio de las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento	'C
Tc	diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del agua de calentamiento	'C
Te	diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del agua de enfriamiento	'C
T	diferencia de temperatura entre el calentador y el enfriador	'C
u	velocidad de las burbujas	m/s
u*	velocidad característica	m/s
Vf	cantidad adimensional de fluido de trabajo (volumen líquido)/(volumen termosifón)	-
V*	cantidad adimensional de fluido de trabajo (volumen líquido)/(volumen termosifón)	-
V	altura de llenado del termosifón	m
v	flujo volumétrico	m <sup>3</sup> /s
z	altura en el termosifón (z=0 en la base)	m

letras griegas

$\alpha$	difusividad térmica	$m^2/s$
$\beta$	coeficiente de expansión volumétrica	
$1/^\circ C$		
$\gamma$	viscosidad cinemática	$m^2/s$
$\rho$	densidad	$Kg/m^3$
$\sigma$	tensión superficial	$N/m$
$\theta$	ángulo de inclinación con respecto a la vertical	
$\delta$	incertidumbre o error	

Números adimensionales

Fr	número de Froude	
	$Fr = u^2 / g l$	
Gr	número de Grashof	
	(cantidad de movimiento por convección) / (cantidad movimiento por fuerzas inerciales)	
	$Gr = 2g (T - T_1) l^3 / \nu^2$	
Kn	número de Knudsen (camino libre medio de las moléculas) / (longitud característica)	
Nu	número de Nusselt (calor transferido por convección) / (calor transferido por conducción) $h l / k$	

Nu\*      ver definición    en la página 30  
 Fr      número de Prandtl    (difusión de cantidad  
          de movimiento)/(difusión de calor)    Cp/k

### Subíndices

a      zona adiabática  
 amb    ambiente  
 c      zona de calentamiento  
 cond    condensación  
 conv    convección  
 diod    diodo  
 e      zona de enfriamiento  
 ebul    ebullición  
 l      líquido  
 m      máximo  
 p      pérdidas  
 rad    radiación  
 s      saturación  
 v      vapor  
 w      pared

## 1 INTRODUCCION

México es un país privilegiado en cuanto a la existencia y disponibilidad de fuentes energéticas en su territorio. Sin embargo, la óptima explotación y utilización de estos recursos requiere entre otras cosas, conocimientos detallados de los mecanismos de la transferencia de calor que invariablemente acompañan a los procesos de transformación de energía. El presente trabajo es una contribución a la comprensión de la transferencia de calor por cambio de fase, que es un mecanismo que en el presente solo se entiende de una manera parcial.

Con el fin de poner en contexto el modo de transferencia de calor por cambio de fase, se presentan algunos conceptos generales de la transferencia de calor. El flujo de calor se define como la energía transferida por unidad de área debido a una diferencia de temperatura ( 1 ).

Se distinguen cuatro mecanismos principales de transferencia de calor: conducción, convección, cambio de fase y radiación ( 2 ).

El mecanismo de conducción de calor tiene un carácter molecular e involucra la transferencia de energía entre moléculas. Cuando dos regiones a diferentes temperaturas se encuentran en contacto físico, las colisiones moleculares tienden a igualar la energía cinética media generándose de esta manera el flujo de calor y la homogeneización de la temperatura. En la transferencia de calor por conducción, se considera que no se tienen movimientos macroscópicos de masa.

Cuando la transferencia de calor tiene lugar simultáneamente con transferencia de masa y cantidad de movimiento, se denomina convección. Por tanto esta forma de transferencia de calor sólo se lleva a cabo en los fluidos. Puede ser de dos tipos: convección forzada y convección natural. En la primera, el movimiento está determinado principalmente por alguna fuerza externa y en la segunda, está determinado por la fuerza de flotación o ascenso del fluido calentado debido al cambio de densidad con la temperatura y a la fuerza de Arquímedes ( 3 ).

El mecanismo de transferencia de calor por cambio de fase se basa en que la entalpía de una misma sustancia en dos fases diferentes ( sólido, líquido o gas ) tiene valores diferentes. Bajo condiciones de temperatura y presión adecuadas, el suministro o sustracción de calor a una sustancia genera su cambio de fase. Debido a que la entalpía de cambio de fase de la mayoría de las sustancias es muy grande comparada con su capacidad calorífica, se considera que este es uno de los mecanismos más eficientes de transferencia de calor.

La radiación térmica es la radiación electromagnética emitida por un cuerpo debido a su temperatura, por lo cual no requiere de un medio material para el transporte de energía.

En esta tesis se estudia un dispositivo empleado para la transferencia de calor, conocido como termosifón.

El término termosifón se emplea para designar a un sistema que contiene en su interior un fluido, líquido o vapor, al que se le introduce calor por la región inferior y se le extrae en la zona superior. La transferencia de calor en este sistema se debe al movimiento del fluido, ocasionado por la diferencia de densidades entre las capas inferiores del fluido y las superiores. Ya que la mayoría de los gases y líquidos se expanden a mayor temperatura, las capas inferiores más calientes son menos densas y tienden a ascender y a ser reemplazadas por fluido más frío y pesado proveniente de la región superior, es decir por un proceso de convección natural (4).

Si en un fluido calentado por abajo y enfriado en la parte superior se lleva a cabo el cambio de fase de líquido a vapor produciéndose un movimiento ascendente del vapor, ya que su densidad es considerablemente menor a la del líquido a la misma temperatura, es reemplazado por líquido más frío. Como estos movimientos son producidos por diferencia de



densidades ocasionadas por diferencias en la temperatura, a este sistema se le puede denominar también como termosifón.

El termosifón como objeto de estudio fue propuesto por primera vez como sistema de enfriamiento para los álabes de las turbinas de gas durante la Segunda Guerra Mundial por Schmidt ( 5 ), quien desarrolló un termosifón abierto en una fase pero tuvo dificultades, ya que cierta cantidad de líquido se acumulaba en el fondo de las cavidades.

Con el fin de evitar dicho estancamiento, en 1951 Cohen ( 6 ) propuso un arreglo en el cual las cavidades eran totalmente cerradas y se encontraban parcialmente sumergidas en el fluido de enfriamiento. En este sistema cerrado de convección natural la circulación de los flujos de líquido caliente y frío se encuentran en dirección opuesta mezclándose al encontrarse, con una consecuente disminución en el flujo y en la tasa de transferencia de calor.

En 1955 Cohen y Bayley ( 7 ) propusieron un modo alternativo para la transferencia de calor en un sistema cerrado usando una cavidad parcialmente llena de líquido, que por la fuerza centrífuga se mantiene en la zona en contacto con el gas caliente. En este caso se lleva a cabo la ebullición del líquido dentro del álabe. El vapor al tener menor densidad fluye al corazón del álabe donde se condensa, ya que cede energía al enfriador secundario que circula dentro del corazón del álabe y regresa el condensado a la zona caliente, también por acción de la fuerza centrífuga. De esta manera se obtienen altas tasas de transferencia de calor.

surge así el termosifón cerrado en dos fases, tipo cavidad. En la figura I-1 se muestran esquemas de estos termosifones.

Se han desarrollado diversos dispositivos que pueden catalogarse como termosifones y que pueden clasificarse según su geometría (tubulares o cavidades, toroidales, cuadrados, etc.), según sus fronteras (abiertos o cerrados) y si contienen el fluido de trabajo en una o en dos fases. En las referencias ( 8,9 ) se detalla esta clasificación y se hace una amplia revisión bibliográfica sobre los distintos termosifones hasta 1973 y 1983 respectivamente.

El termosifón que se estudia en este trabajo corresponde según esta clasificación al tipo cavidad, cerrado, en dos fases. Consiste en un tubo cerrado que contiene en su interior un fluido de trabajo, parte líquido, parte vapor y que sirve para transferir calor del extremo inferior al superior, aun cuando la diferencia de temperatura entre estas zonas sea pequeña. En su interior se lleva a cabo la ebullición del líquido, el vapor asciende, condensándose en la parte superior, el condensado regresa debido a un campo de fuerza externo tal como la gravedad o la fuerza centrífuga ( 10 ) manteniéndose este proceso cíclico. Ya que además de aprovechar la convección natural, este termosifón utiliza el cambio de fase, es más eficiente que el termosifón en una fase, ya sea abierto o cerrado. Se ha reportado ( 11 ) que la conductividad térmica efectiva del termosifón, es decir la conductividad que tendría de ser un tubo sólido de las mismas dimensiones es típicamente varios ordenes de magnitud

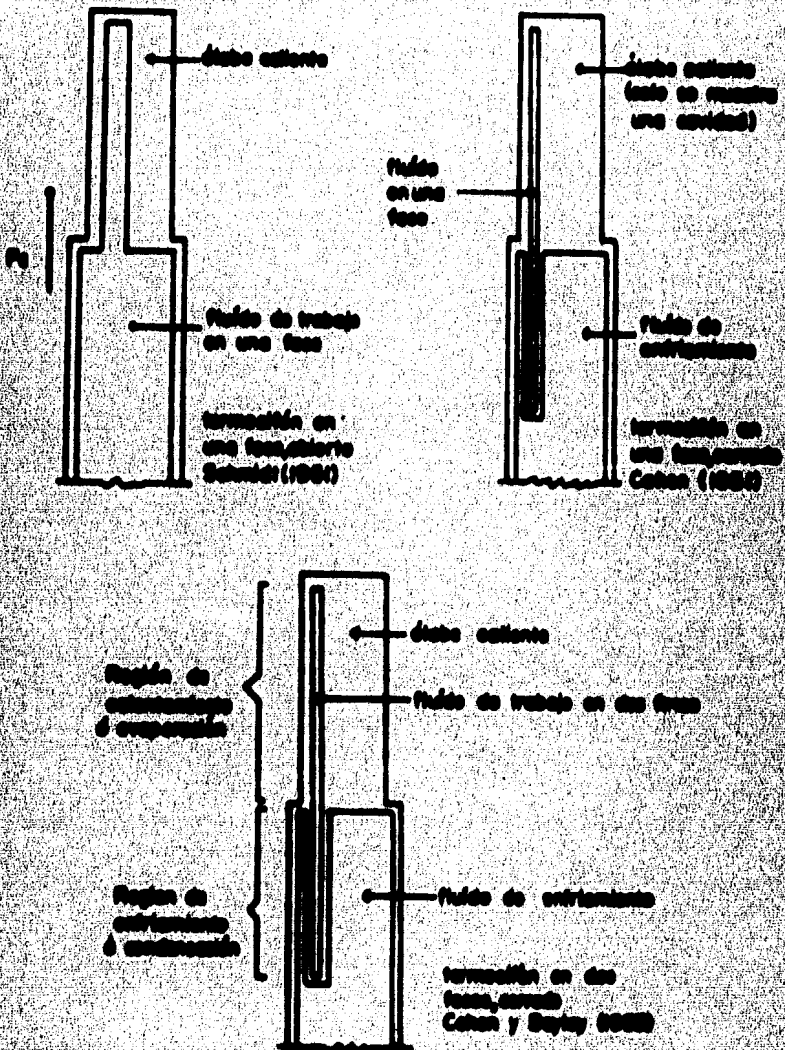


FIGURA 1-1 Esquemas de diferentes resonadores tipo cavidad

mayor que la conductividad de una barra metálica.

A este dispositivo también se le conoce como caloriducto sin malla porosa ( 12 ), ( 13 ); ya que un caloriducto es un tubo cerrado con un fluido de trabajo en su interior, parte líquido y parte vapor, que es utilizado para transferir calor de un extremo a otro por cambio de fase, y donde el regreso del condensado a la zona del líquido se puede llevar a cabo a través de diferentes mecanismos ( 14 ).

Un caloriducto tiene una malla fija a la superficie interior del tubo, el condensado regresa de la zona de enfriamiento a la zona de calentamiento por medio de la fuerza de capilaridad.

La idea del caloriducto fue sugerida por primera vez por R.S. Gaugler en 1942. Pero no fue hasta su invención independiente por G.H. Grover ( 15 ) a principios de los sesentas que las características de los caloriductos empezaron a ser apreciadas y se llevaron a cabo estudios detallados. El interés en los caloriductos creció rápidamente para aplicaciones terrestres, pero sobre todo para las espaciales.

En aplicaciones terrestres, el termosifón en dos fases tiene ventajas sobre el caloriducto, ya que su construcción es más simple, su costo es menor y tiene mayores tasas de transferencia de calor ( 16 ). Además el termosifón puede usarse como diodo térmico, ya que al invertir las zonas de calentamiento y de enfriamiento, la transferencia de calor prácticamente se anula ( 17 ).

Son variadas las aplicaciones que se le pueden dar al termosifón cerrado en dos fases. Se han reportado algunos estudios sobre dichas aplicaciones, entre los que se encuentran:

- \*como enfriador interno de álabes de turbinas ( 7 )
- \*como estabilizador del helado permanente para tuberías en el ártico ( permafrost ) ( 18 ), ( 19 )
- \*en el enfriamiento de computadoras ( 20 )
- \*como intercambiador de calor ( 21 )
- \*como colectores solares ( 22 ), ( 23 ), ( 24 )
- \* en la extracción de pozos geotérmicos poco profundos ( 25 )
- \* en sistemas de recuperación de calor ( 26 ), ( 27 )
- \*como controlador de temperatura de fuentes de calor ( 28 )
- \*en la producción de hielo ( 29 )
- \*como generador termoeléctrico solar ( 30 )

Posiblemente en nuestro país la aplicación que tiene mayor importancia es en sistemas de recuperación de calor, ya que se cuenta con un potencial de cogeneración alto (para 1981 se calculó en 7 250 Mw ( 31 )), También es atractiva su utilización en la extracción de energía de pozos geotérmicos, pues México cuenta con un potencial calculado en 3.63 millones de Kw, del que en el año de 1981 sólo se aprovechaba el 0.88 %, según datos de Comisión Federal de

Electricidad ( 32 ),

Sin embargo, como señalan Shiraishi ( 16 ) y Negirshi ( 17 ), la información sobre el diseño y las técnicas de operación de este dispositivo están poco extendidas, y para muchas de las aplicaciones del termosifón cerrado en dos fases, se necesitan explicaciones más claras de las características de la transferencia de calor.

Dado la importancia práctica de los termosifones y del interés teórico de los mecanismos de transferencia involucrados, éstos han sido estudiados dentro de los proyectos de transferencia de masa y energía del Departamento de Energía Solar del Instituto de Investigaciones en Materiales.

Se realizaron algunas pruebas con un termosifón cerrado, en dos fases tipo cavidad hecho con tubo de cobre. Calentado con flujo de calor constante en la parte lateral inferior y a temperatura constante en la región de enfriamiento, en la parte lateral superior, se midió la temperatura a lo largo de la pared del tubo, encontrándose en el transitorio una oscilación amortiguada y para ciertas condiciones de operación se obtuvieron oscilaciones que no se pudieron interpretar, por lo que se pensó en construir un termosifón que permitiera la visualización de los fenómenos en el interior del mismo.

El objetivo de este trabajo es el diseño, construcción, instrumentación y pruebas de un termosifón cerrado en dos fases tipo cavidad, así como un estudio preliminar sobre el efecto de la temperatura de operación y la altura del líquido en la transferencia de calor. A través del conocimiento del campo de temperaturas, la presión y la visualización de los fenómenos observados en el interior del termosifón.

## 2 REVISION BIBLIOGRAFICA

A partir del surgimiento del termosifón cerrado en dos fases tipo cavidad con el trabajo de Cohen y Bayley en 1955 (7), se han reportado varios artículos con estudios sobre este dispositivo, tanto teóricos como experimentales.

En este capítulo se estudian los principales artículos que reportan trabajos experimentales, se obtienen conclusiones sobre los parámetros involucrados y se discuten los fenómenos observados.

El cuadro II-1 proporciona una visión general de los estudios experimentales sobre termosifón cerrado en dos fases, tipo cavidad. La primera sección señala los parámetros y fenómenos estudiados, así como las conclusiones obtenidas en cada trabajo, la segunda parte, corresponde a datos técnicos sobre fluido de trabajo, geometría y condiciones de operación. Para mayor claridad, se sugiere consultar las definiciones de las variables utilizadas en el cuadro, al principio de esta tesis.



CUADRO II - 1 Estudios experimentales sobre termoisión cerrada en dos fases, tipo cavidad.

AUTORES	AÑO (REF)	PARAMETROS ESTUDIADOS	FENOMENOS ESTUDIADOS	TEORIA	CONCLUSIONES Y
Cohen H. Bayley F. J.	1955 (7)	$d, V^*, Q$		análisis dimensional	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>Q</math> es independiente de <math>V^*</math> por</li> <li>• <math>Q</math> depende del movimiento de</li> <li>• <math>Q</math> limitado por el flujo de</li> </ul>
Larkin B. S.	1971 (10)	$d, Tap, V^*, L^*, Q, \theta$ , tubo interior, fluido trabajo	<ul style="list-style-type: none"> <li>• secede</li> <li>• coeficientes de transferencia en las regiones de calentamiento y enfriamiento</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• transferencia en película con demanda con teoría de Nusselt</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• a bajas <math>Tap, h</math> depende de <math>L^*</math></li> <li>• profundidad mínima para <math>h</math></li> <li>• <math>h</math> es dependiente de <math>V^*</math> bajo de</li> <li>• tubo interior no afecta <math>h</math>, solo <math>Tap \propto h^2</math></li> <li>• <math>h(freón) &lt; h(aire)</math> para <math>L^*</math></li> <li>• <math>h(freón) &gt; h(aire)</math> para <math>L^*</math></li> <li>• profundidad mínima para <math>h</math></li> <li>• <math>Q^* &lt; Q &lt; Q^*</math></li> <li>• longitud mínima <math>L^*</math> al <math>Tap</math></li> <li>• 4 tipos de secado</li> <li>• mayores <math>Q_m</math> son mejores</li> <li>• a (agua) los coeficientes de transferencia tipo película, no afecta <math>L^*</math></li> <li>• a (freón) el coeficiente de</li> </ul>
Lee Y. Minel U.	1972 (33)	$V^*, L^*, P, Q$ , fluido de trabajo	<ul style="list-style-type: none"> <li>• límite de <math>Q</math> en estado permanente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• relaciones <math>h</math> con <math>h_1</math> y <math>h_2</math></li> <li>• estudio analítico para <math>Q_m</math> en función de <math>V^*</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>h_1</math> no cambia a <math>V^*</math> dentro de</li> <li>• <math>L^* \propto h^2</math></li> <li>• <math>Tap \propto h^2</math> directamente</li> <li>• <math>h(freón) &lt; h(aire)</math> dentro de</li> <li>• buena relación entre <math>h</math> y <math>Q</math></li> <li>• más eficiente que transferencia</li> </ul>
Clement B. Lee Y.	1981 (34)	$d, L/d$ , espesor de pared			<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>d \propto h</math> directamente</li> <li>• <math>L/d</math> no afecta para el coeficiente de transferencia</li> <li>• el espesor de pared del tubo</li> </ul>
Milano E. Gross U.	1982 (11)	$Q, \theta$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>Q_m</math> afecta en la zona de calentamiento</li> <li>• coeficientes de transferencia en calentador y enfriador.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• coeficiente de transferencia en enfriador</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>Q</math> y <math>Q_m</math> dependientes de <math>L^*</math></li> <li>• alta resistencia en la zona de</li> <li>• baja resistencia en la zona de</li> <li>• se debe evitar una zona grande enfriada la formación de <math>Q</math> en el interior como de calentamiento</li> </ul>
Nguyen-Chin Grah M.	1982 (36)	$V^*, Tap, \theta$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• límite de <math>L</math>-número en estado permanente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• teorías de <math>W_2</math> <math>W_1</math> y <math>W_3</math> sobre <math>Q_m</math></li> <li>• convecciones <math>Q_m</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>Q_m</math> depende de <math>\theta</math> (<math>Q_m</math> crece)</li> <li>• <math>Q_m \propto d</math> al <math>Tap \propto d^2</math></li> <li>• <math>Q_m</math> así no depende de <math>V^*</math></li> <li>• <math>Q_m</math> depende ligeramente de <math>L</math></li> </ul>
Nguyen-Chin Grah M. Sang-Han Th.	1982 (37)	$Tap, V^*, L^*, d$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• secede</li> <li>• quemado</li> <li>• inundado</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• teoría Ste'kov (secede), teoría Saha'ya (quemado) teoría Watta</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>Q_m \propto d</math> al <math>L^*</math> para <math>V^*</math> de</li> <li>• <math>Q_m \propto L^*</math> independiente de <math>V^*</math></li> <li>• <math>Q_m \propto d^2</math></li> <li>• <math>Q_m \propto d^2</math></li> <li>• <math>Q_m</math> así no depende de <math>V^*</math></li> <li>• <math>Q_m \propto d</math> al <math>Tap</math></li> <li>• <math>Q_m \propto d</math> al <math>L^*</math></li> <li>• <math>Q_m</math> así depende de <math>V^*</math></li> <li>• <math>Q_m \propto d^2</math> al <math>Tap</math> <math>Q_m \propto d^2</math></li> <li>• no coinciden con <math>Q_m</math> en las transferencias de calor</li> </ul>
Sakuma M. Mizumoto S. Saitoh A.	1982 (38)	$Tap, V^*, L^*, d, \theta, Q$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• efectos de la saturación en <math>Q_m</math> en función de <math>L^*</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• teoría de Ste'kov que coincide con <math>Q_m</math> en función de <math>L^*</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• se debe evitar de <math>Q_m</math> en <math>L^*</math></li> <li>• <math>Q_m</math> independiente de <math>V^*</math></li> <li>• <math>Q_m</math> depende de <math>L^*</math></li> <li>• <math>Q_m</math> depende de <math>L^*</math></li> </ul>

TRANSF - RENCIA	CONDICIÓN FRONTERA	FLUIDO TRABAJO	V <sup>+</sup> V <sup>-</sup>	L/d	L <sup>+</sup>	Top	ΔT	P	Localiz ción	MAV. del RBO	...
Q <sub>1</sub> 2380w Q <sub>2</sub> 91367 w/A <sub>2</sub>	Ci T <sub>1</sub> cte Ei T <sub>2</sub> cte	agua alcohol butílico clorobenc.		4.1 a 24.5				1 a 10 <sup>5</sup> 1.4 a 10 <sup>5</sup>		agua	
	Ci Q <sub>1</sub> cte Ei T <sub>2</sub> cte	agua  frío n-11	.09 a .28 .27 a .42  .09 a .28 .27 a .42	73.35 56.91	0.5 a 2.0	51 a 106  5 a 118	2 a 3		Ci <sub>1</sub> inf Ei <sub>1</sub> sup Ad <sub>1</sub> con topos	agua  vitrío	1. a 2. a 3. a
	Ci Q <sub>1</sub> cte Ei T <sub>2</sub> cte	agua  frío n-11	.01 a .29 .02 a .65 .02 a .51 .03 a 1.2	30.8	0.8 1.25 2.0	17 a 40 27 a 40	3 a 16	0.2 x 10 <sup>5</sup> 1.2 x 10 <sup>5</sup>	Ci <sub>1</sub> inf Ei <sub>1</sub> sup Ad <sub>1</sub> con	agua	1. a 2. a 3. a
Q <sub>1</sub> 2380w Q <sub>2</sub> 91367 w/A <sub>2</sub>	Ci Q <sub>1</sub> cte Ei T <sub>2</sub> cte	agua des- hidratada		5 a 30	1.0	27.5	73		Ci <sub>1</sub> inf Ei <sub>1</sub> sup Ad <sub>1</sub> con	agua	
Q <sub>1</sub> 2380w Q <sub>2</sub> 91367 w/A <sub>2</sub>	Ci Q <sub>1</sub> cte Ei T <sub>2</sub> cte	refrigerante R 113	.45 .99	30	1.03	37 a 76		11.3 a 20.8 x 10 <sup>5</sup>	Ci <sub>1</sub> inf. Ei <sub>1</sub> sup Ad <sub>1</sub> con. topos	agua	
Q <sub>1</sub> 2380w Q <sub>2</sub> 91367 w/A <sub>2</sub>	Ci Q <sub>1</sub> cte Ei T <sub>2</sub> cte	agua	.18 a .36 .36 a .60	147	1.0	30 a 60			Ci <sub>1</sub> inf Ei <sub>1</sub> sup Ad <sub>1</sub> con. topos	agua	
Q <sub>1</sub> 2380w Q <sub>2</sub> 91367 w/A <sub>2</sub>	Ci Q <sub>1</sub> cte Ei T <sub>2</sub> cte	agua	.10 a .36 .36 a .60	30 a 71.4		30 a 60			Ci <sub>1</sub> inf Ei <sub>1</sub> sup Ad <sub>1</sub> con topos	agua	
Q <sub>1</sub> 2380w Q <sub>2</sub> 91367 w/A <sub>2</sub>	Ci Q <sub>1</sub> cte Ei T <sub>2</sub> cte	alcohol etilico	.05 a .37 .125 a 1	10.0 15.3 71.4 10.0	1.0	30 a 70	0 a 20		Ci <sub>1</sub> inf. Ei <sub>1</sub> sup Ad <sub>1</sub> con	agua	

			en estado par-	Figas-Polysulfon	o se forma en el condensador o el punto de generación de las ondas o Q
Andres F.E. Froehner	1982 (12)	V <sup>o</sup> , L/d, Q, L <sup>o</sup>	o seccas coeficientes transferencia en calentador y enfriador	o teorías transfe- rencia en pellicu- las (evaporación y condensación) o correlación empírica transfe- rencia de calor global	o transferencia en el enfriador durante de película laminar, independiente del V <sup>o</sup> s.62) o convección y evaporación capilar orbits de dichos valores; discutidos en o modelo de evaporación de película para Q = 284 w o $q_{ev} \propto V^{0.9}$ (V <sup>o</sup> < .20) (diferencia en o $q_{ev}$ no depende de V <sup>o</sup> (V <sup>o</sup> > .20) o 3 tipos seccas: para V <sup>o</sup> < 1 seccas para V <sup>o</sup> < .3 en la para V <sup>o</sup> > .3 en la
Shiroshi M, Kishishi K. Yamanishi T.	1982 (16)	V <sup>o</sup> , Top, Q, flujo de trabajo	o coeficientes transferencia en calentador y enfriador	o teoría condensa- ción de película de Nusselt o relaciones em- píricas transfe- rencia en calentador (parte líquida y parte vapor) o modelo matemá- tico transferencia global	o V <sup>o</sup> > 1.0 o transferencia en enfriador durante o relación empírica para la transfe- rencia en el calentador calculada con datos o relación empírica para la transfe- rencia en el calentador calculada con datos o resistencia térmica modelo matemá-
Magishi K. Sawada T.	1982 (17)	Q, V <sup>o</sup> , flujo trabajo	o diada térmi- co o seccas o inundada o "marillo de vapor"		o $20^{\circ} < \theta < 70^{\circ}$ o h <sub>v</sub> o la características de diada térmica o (logos) > (logos) o V <sup>o</sup> < .20 o h <sub>v</sub> (o V <sup>o</sup> ) o el seccas disminuye la conductancia o V <sup>o</sup> > .70 o conductancia de seccas
Shiro M. Sawaguchi K. Kaji H. Nishino S.	1983 (13)	d, L <sub>c</sub> , V <sup>o</sup> , Top flujo trabajo	o seccas o quemada	o para $q_{ev}$ cor- relación 3 se. en empíricas otras cu- rvas o se. empíricas para $q_{ev}$ o se. para V <sup>o</sup> < seccas	o se recomienda 1.0 V <sup>o</sup> < 1.0 o V <sup>o</sup> > 0.9 (seccas) (V <sup>o</sup> < 0.9) o $q_{ev}$ no depende de V <sup>o</sup> (seccas) o relación empírica propuesta para
Carson C. Larafa E. Shahgiri A.	1983 (39)		o efecto gey- ser	o se. empíricas relaciones Re, Pr, Nu	o $P_r = 0.7 (T_c)$ o $P_r$ dependiente al fenómeno para Q <sub>1</sub> (P <sub>1</sub> para) o P <sub>1</sub> (seccas) o (Q <sub>1</sub> para) P <sub>1</sub> o o P <sub>1</sub> o P <sub>1</sub> dependiente al fenómeno para

NOTAS: o Transferencia por convección, o Transferencia de calor en el calentador y condensador, o Transferencia de calor en el enfriador

<p>temperatura ambiente para el calent.</p>	<p>Q<sub>a</sub> = 20000 W/m</p>	<p>Ci: Q<sub>a</sub> etc Ei: T<sub>a</sub> etc</p>	<p>frío=113</p>	<p>.03 a .27 .06 a .62</p>	<p>32.3</p>	<p>0.8</p>	<p>27 a 40</p>	<p>24</p>	<p>.7 a 3.3 110°</p>	<p>Cd. Inf. Ed. sup. Ad. con.</p>	<p>cable (vidrio)</p>	<p>1. conducto 2. aislante</p>
<p>temperatura ambiente para el calent.</p>	<p>Q<sub>a</sub> = 20000 W/m h = 100 w/c</p>	<p>Ci: Q<sub>a</sub> etc Ei: T<sub>a</sub> etc</p>	<p>agua otonal frío=113</p>	<p>.11 a .23 .30 a 1 .11 a .23 .30 a 1 .11 a .23 .50 a 1</p>	<p>33.2</p>	<p>0.6</p>	<p>30 a 60 32 a 45 32 a 45</p>	<p>7 a 12</p>		<p>Cd. Inf. Ed. sup. Ad. con. tapa</p>	<p>cable</p>	<p>1. conducto 2. aislante</p>
<p>temperatura ambiente para el calent.</p>	<p>h = 2000 w/c h = 100 w/c</p>	<p>Ci: T<sub>a</sub> etc Ei: T<sub>a</sub> etc</p>	<p>agua otonal</p>	<p>.02 a .45 .05 a 1 .02 a .45 .05 a 1</p>	<p>25.4</p>	<p>1</p>	<p>30 a 55 30 a 55</p>	<p>30 a 60 30 a 60</p>		<p>Cd. Inf. Ed. sup. Ad. con. tapa</p>	<p>cable para tapas de vidrio</p>	<p>1. conducto 2. aislante</p>
<p>temperatura ambiente para el calent.</p>	<p>Q<sub>a</sub> = 20000 W/m Q<sub>a</sub> = 70000 W/m Q<sub>a</sub> = 20000 W/m</p>	<p>Ci: Q<sub>a</sub> etc Ei: T<sub>a</sub> etc</p>	<p>agua otonal frío=113</p>	<p>.01 a .33 .06 a 1 .03 a .32 .07 a .7 .02 a .1 .2 a 1</p>	<p>33.1 a 76.3</p>	<p>.5 a 1</p>	<p>40 a 100 30 a 100 35 a 95</p>			<p>Cd. Inf. Ed. sup. Ad. con. tapa</p>	<p>ladrillo</p>	<p>1. conducto 2. aislante</p>
<p>temperatura ambiente para el calent.</p>	<p>Q<sub>a</sub> = 20000 W/m Q<sub>a</sub> = 20000 W/m</p>	<p>Ci: Q<sub>a</sub> etc Ei: T<sub>a</sub> etc</p>	<p>agua (desechada)</p>	<p>.10 1.12</p>	<p>20.7</p>	<p>.34</p>			<p>.85 110°</p>	<p>Cd. Inf. Ed. sup. Ad. con. tapa</p>	<p>ladrillo</p>	<p>1. conducto 2. aislante</p>

Temperatura ambiente para el calent. (1) Limpio o en tratamiento de calor, (2) Bloque grueso.

## 2.1 Análisis sobre los parámetros estudiados

A continuación se analiza el efecto de cada uno de los parámetros estudiados, sobre la transferencia de calor en el termosifón.

### a) Fluido de trabajo:

Larkin ( 10 ), Lee y Mital ( 33 ) coinciden en que la transferencia de calor es mayor con agua como fluido de trabajo que con freón-11, cuando la temperatura de operación es mayor, pero a bajas temperaturas se recomienda el freón-11 ya que tiene mayor coeficiente de transferencia de calor en estas condiciones, además de que puede ser utilizado a temperaturas menores a 0°C. En la figura II-1 puede apreciarse este hecho. El menor coeficiente de transferencia de calor del freón-11 se debe posiblemente a su menor calor latente de vaporización y menor conductividad térmica, comparadas con las del agua.

Negishi y Sawada (17) también reportan un mayor coeficiente de transferencia de calor para el agua, en este caso, comparado con el etanol, véase la figura II-1. La razón de esto puede ser la misma que para el caso de freón-11.

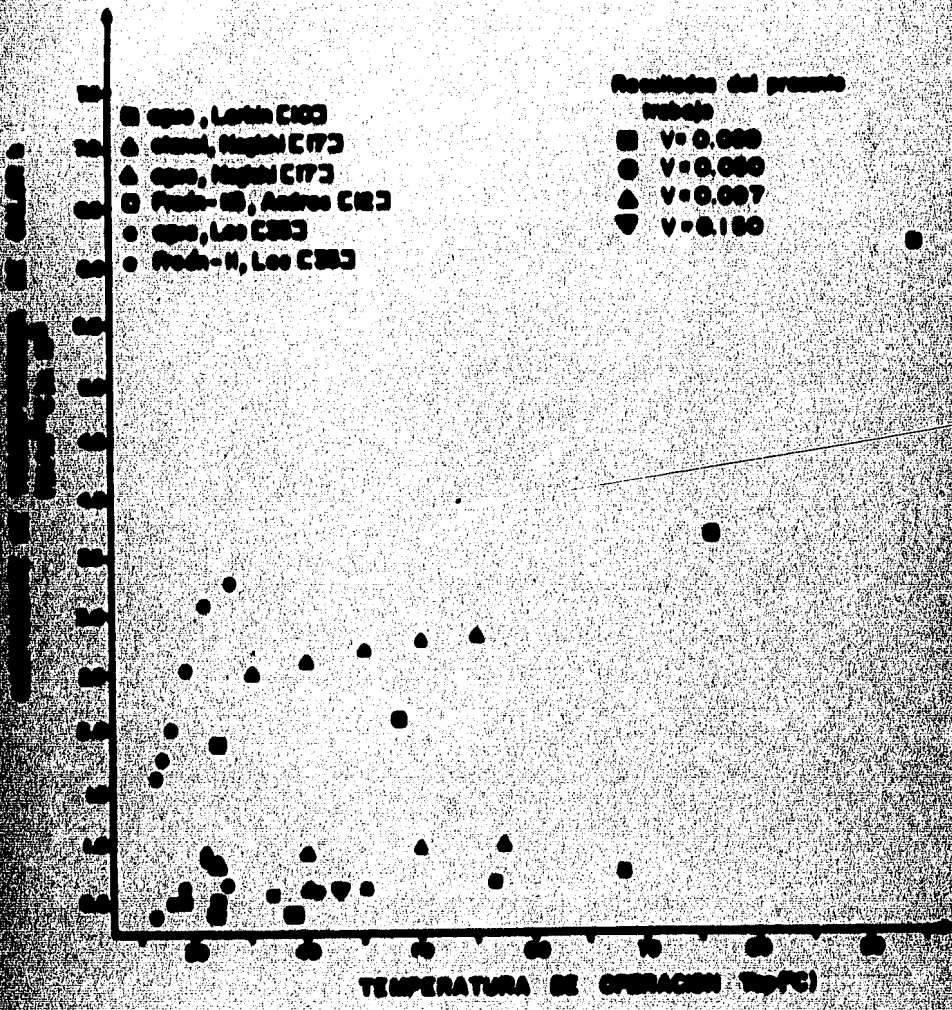


FIGURA 2-1. Efecto del flujo de trabajo y de la temperatura de operacion en el coeficiente de transferencia de calor.

b) Cantidad de fluido de trabajo:

Todos los artículos coinciden en que el coeficiente de transferencia de calor no es muy sensible a la cantidad de fluido de trabajo, arriba de cierta cantidad.

Sin embargo existe discrepancia al disminuir la cantidad del llenado, para Shiraishi y colaboradores (16) y para Larkin (10), a menor cantidad de llenado mayor coeficiente de transferencia de calor, tal como se observa en los resultados de la figura II-2. Abajo de cierta cantidad de fluido se tiene "secado" de la pared del calentador, por lo que Larkin define como cantidad de llenado "óptima" a la mínima cantidad de fluido antes de que se tenga indicio de "secado". Sin embargo según los datos de Negishi y Sawada (17) mostrados en la figura II-3, al disminuir la cantidad de llenado se disminuye también la transferencia de calor, bajo las mismas condiciones de operación. Esta aparente contradicción puede explicarse si se toma en cuenta que Shiraishi y Larkin trabajaron con flujo de calor constante y la mínima cantidad de fluido que reportan es del 50% de la zona de calentamiento. Sin embargo como Negishi y Sawada trabajan con temperatura de calentamiento constante, no tienen el problema de que el "secado" aumente sin control la temperatura de la pared del calentador, y la mínima cantidad de fluido con la que ellos trabajan es del 5% de la zona de calentamiento. Estos autores explican que a pequeños porcentajes de llenado, el líquido no forma un "estanque" al

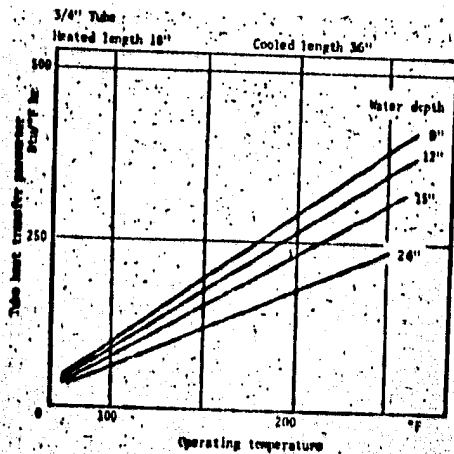


FIGURA II-2 Efecto de la profundidad de llenado en el parámetro de transferencia de calor en el tubo  $(Q/(T_c - T_b))$  reportado en [10]

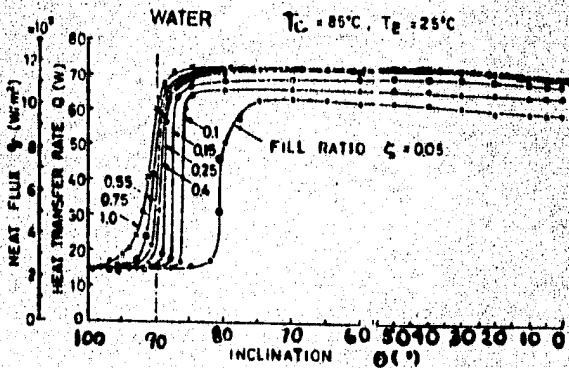


FIGURA II-3 Efecto del porcentaje llenado ( $\zeta = V \times 100$ ) y del ángulo de inclinación ( $\theta$ ) en la transferencia de calor en el tanque con agua reportado en [17]



final del calentador, sino que se forman gotas dispersas en las paredes que se evaporan y se condensan en forma de gotas en la región de enfriamiento, reduciéndose así la transferencia de calor.

Aunque Lee y Mital trabajaron con flujo de calor constante en la pared de la zona de calentamiento, utilizaron cantidades de fluido cercanas al 2% del volumen del calentador antes de tener "secado" y explicaron que al disminuir la cantidad de fluido de manera que sea insuficiente para mantener el ciclo evaporación-condensación y regreso del condensado, se disminuye la transferencia de calor.

La influencia de la cantidad de fluido de trabajo sobre el flujo máximo de calor, se discutirá posteriormente, ya que depende del tipo de límite del que se trate.

#### c) Temperatura de operación:

La figura II-4 correspondiente al trabajo de Larkin (10) muestra los resultados típicos del efecto de la temperatura de operación y el flujo de calor. A bajas temperaturas de operación, el coeficiente de transferencia de calor depende del flujo de calor, no así para altas temperaturas de operación. Tal vez esto se deba a que a bajas temperaturas de operación no se presente ebullición o ésta sea escasa. La mayoría de los resultados pueden ser representados por la línea mostrada en la figura II-4. En este resultado Larkin coincide con Andros (12), Negishi (17) y Lee (33), tal como

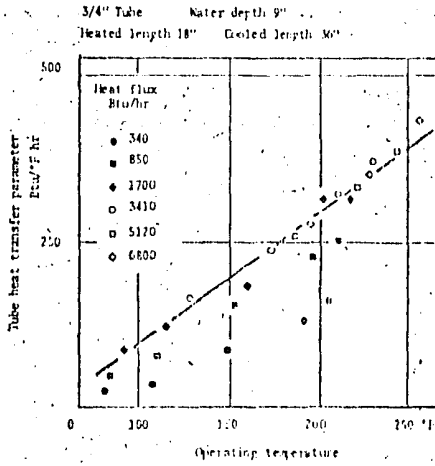


FIGURA II-4 Efecto de la temperatura de operación en el parámetro de transferencia de calor ( $Q/(T_c - T_e)$ ) en el termosifón con agua reportado en [10].

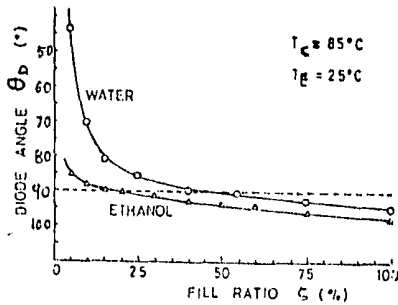


FIGURA II-5 Efecto en la proporción de líquido en la zona de calentamiento ( $S = V \times 100$ ) en el ángulo diodo según lo reportado en [33].

puede observarse en la figura II-1, ya que en todos los casos, a mayor temperatura de operación se tiene mayor coeficiente de transferencia de calor. Esto se debe, según Negishi y Sawada (17), a que al aumentar la temperatura de operación se aumenta la actividad del movimiento del líquido hacia la parte superior del tubo, lo que era de esperarse pues se aumenta la ebullición del fluido.

Lee y Mital (33) reportaron que a temperaturas de operación menores a los  $49^{\circ}\text{C}$  la ebullición del agua era intermitente. Cuando no se llevaba a cabo la nucleación, la energía almacenada como sobrecalentamiento en el agua era liberada a través de un súbito crecimiento de una burbuja en el seno del líquido y su pronta ascensión, causando un acarreo ascendente de agua. Este fenómeno fue denominado por Casarosa y colaboradores (39) como "efecto geyser" y por su gran importancia, se discutirá por separado.

#### d) Angulo de inclinación:

Bajo mismas condiciones de operación, la transferencia de calor es prácticamente insensible al cambio del ángulo de inclinación, lejos de la horizontal, aunque es ligeramente mayor entre 50 y 70 grados con respecto a la vertical, según puede observarse en la figura II-3. Negishi y Sawada (17) explican que para estos ángulos el líquido que es arrojado desde la zona de calentamiento alcanza el final de la zona de enfriamiento, mejorando la transferencia de calor en esta zona debido a la convección forzada provocada por líquido

debe ser óptima. La transferencia de calor por la zona de la película espesa al vapor después de que es "limpiada", es decir eliminadas las gotas, por el paso del líquido.

Como puede observarse en la figura II-3 el flujo de calor a través del termosifón decrece bruscamente al acercarse a la posición horizontal, y se define el ángulo diado como el ángulo de inclinación cuando el flujo de calor alcanzó el valor medio entre el máximo y el mínimo (17). En la figura II-5 puede observarse que el ángulo diado depende de la cantidad de fluido de trabajo.

Este rápido decremento de la transferencia de calor a pequeños ángulos se debe a que el fenómeno de "secado" aparece desde el fondo del evaporador. Para ángulos mayores a 90 grados, todo el líquido se encuentra en la sección del condensado, reduciéndose la transferencia de calor a la conducción del contenedor.

e) Razón de la longitud de calentamiento entre longitud de enfriamiento:

Lee y Mital (33) y Anders y Florschuetz (12) estudiaron el efecto de la razón de la longitud de calentamiento entre la longitud de enfriamiento y encontraron que disminuirla lleva a un consistente aumento en el coeficiente de transferencia de calor dentro del rango estudiado, la figura II-6 muestra este hecho. Esto significa que al aumentar el área de la zona de enfriamiento se tiene un sistema más eficiente. Sin embargo, debe haber un límite para esta razón en el cual se reduzca

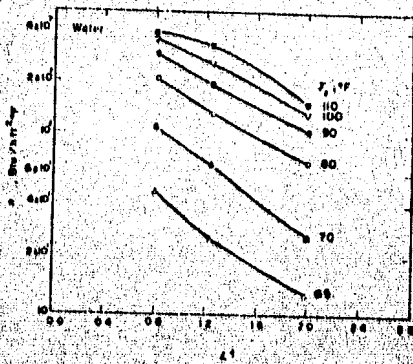


FIGURA E-6 Efecto de la razón de la longitud de calentamiento sobre el coeficiente de transferencia de calor, gráficas típicas en agua.

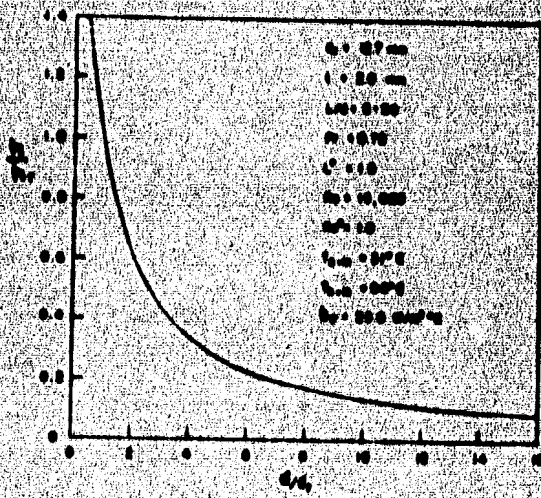


FIGURA E-7 Efecto del diámetro en el coeficiente de transferencia de calor [E-6].

la transferencia de calor.

f) Razón de la longitud entre diámetro:

Para valores de  $L/d$  entre 5 y 30, esta variable no afecta el coeficiente de transferencia de calor según lo reportado por Clements y Lee (34).

Ellos también estudiaron el efecto del espesor de la pared del termosifón y concluyeron que no afecta de manera sustancial a la transferencia de calor.

g) Diámetro:

Manteniendo el radio  $L/d$  constante, Clements y Lee (34) variaron el diámetro del tubo para estudiar sus efectos. Los resultados mostrados en la figura II-7 ilustran el hecho de que el coeficiente de transferencia de calor se ve afectado fuertemente con el valor del diámetro. La disminución del coeficiente de transferencia de calor con el aumento del diámetro se efectúa principalmente por cambios en las resistencias térmicas de las regiones convectivas y de evaporación.

## 2.2 Discusión de los fenómenos físicos

El estudio de la transferencia de calor en el termosifón cerrado en dos fases es difícil dada la complejidad misma de

los fenómenos de convección, ebullición y condensación, hay varios artículos en la bibliografía que enfocan este problema desde diversos puntos de vista.

A continuación se discuten los principales aspectos de la transferencia de calor y fenómenos observados en este tipo de termosifones.

#### a) Transferencia de calor por convección

Termodinámicamente, para que se lleve a cabo la vaporización, es decir el cambio de fase de una masa líquida a vapor, la temperatura local debe ser igual o mayor que la temperatura de saturación correspondiente a la presión local (40), por lo que si en ningún sitio la temperatura del líquido en el termosifón rebasa la temperatura de saturación entonces no se presenta ebullición, en este caso los mecanismos dominantes de la transferencia de calor en el termosifón son la convección natural en el líquido y en el vapor, y la evaporación superficial en la interfase. A este respecto Andros y Florschuetz (12) concluyen que el cambio de pendiente en las gráficas de flujo de calor contra sobrecalentamiento del líquido, figura II-8, indica que a bajos flujos de calor el transporte de calor en el evaporador es por convección y evaporación superficial pero a mayores flujos el mecanismo dominante es la ebullición nucleada desarrollada en la columna del líquido.

Larkin (10) señala que a temperaturas de operación



FIGURA 2-8 El cambio en la pendiente de las gráficas de tasa de ester como una función del índice del líquido indica un cambio en el mecanismo de transición de ester [12].

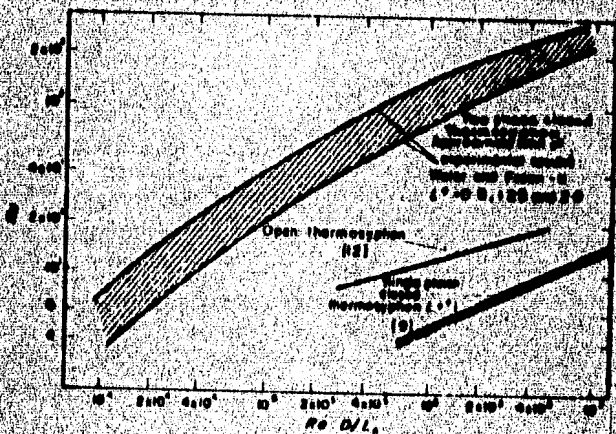


FIGURA 2-9 Comparación entre el termografía cerrada en dos fases con el cerrado y el abierto en una fase [33].



menores a 49°C la ebullición del agua era intermitente, sin embargo no hace referencia a la presión de operación.

En la literatura revisada no se encontró ningún artículo que estudie la transferencia de calor por convección natural dentro del termosifón cerrado en dos fases, esto se debe posiblemente a que se espera que la transferencia de calor bajo estas circunstancias sea menor que cuando se lleva a cabo la ebullición, ya que la transferencia de calor en termosifones en una fase donde el mecanismo dominante es la convección natural es menor que en el termosifón en dos fases en condiciones de operación habitual, es decir con cambio de fase, tal como se muestra en la figura II-9 tomada del artículo de Lee y Mital (33).

Sin embargo ha habido estudios tanto experimentales como teóricos sobre la transferencia de calor por convección en termosifones en una fase. Uno de los artículos teóricos fundamentales en este tema fue escrito por Lighthill en 1953 (41), donde bajo aproximaciones de capa límite hace un análisis basado en las ecuaciones de conservación de masa, calor y momento, en flujo permanente axisimétrico, para estudiar la transferencia de calor en el termosifón abierto, este autor, considera que un sistema cerrado puede ser tratado como la síntesis de dos sistemas abiertos acoplados en alguna manera por una región de extensión limitada.

Bayley y Lock (42) en su estudio-teórico experimental sobre termosifón en una fase señalan tres modos posibles de acoplamiento: mezclado, convección y conducción. Estos modos se encuentran esquematizados en la figura II-10. Bayley

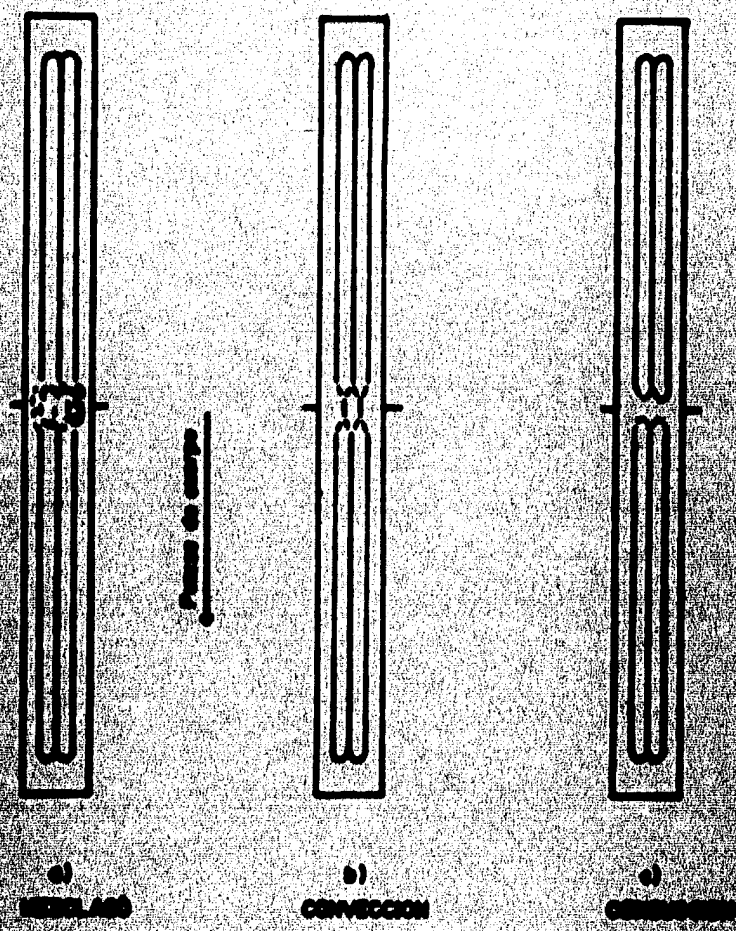


Figura 2-10 Modos de operación en un tornaviento curvado (a) (b) (c)

y Look efectúan un análisis teórico sobre los dos primeros tipos de acoplamiento y señalan que el tratamiento teórico del tercer modo es el más difícil, ya que se tiene un problema de convección en una región de extensión desconocida y en las que las condiciones de frontera son completamente desconocidas.

Si se supone la convección en un termosifón en dos fases como el acoplamiento de dos termosifones abiertos en una fase, el modo de acoplamiento sería el de conducción, pero como ya se mencionó el tratamiento teórico es complicado.

Existen trabajos tanto teóricos (43) como experimentales (44) sobre convección en recipientes cilíndricos, sin embargo además de tratarse de fluidos en una fase, se limitan a geometrías con  $L/d < 3$ , estudiando sobre todo la dinámica del fluido y no la transferencia de calor a través del mismo, por lo que no son de utilidad en el presente trabajo.

### 5) Transferencia de calor por cambio de fase

Como ya se describió en la sección anterior, en el termosifón en dos fases, se busca precisamente el cambio de fase por considerarse como el mecanismo de transferencia de calor más efectivo en este dispositivo. Sin embargo el estudio de la transferencia de calor bajo este régimen es difícil, dada la complejidad misma de los fenómenos de ebullición, convección del vapor, condensación y retorno

del condensado .

Varios autores han estudiado por separado los coeficientes de transferencia de calor en las regiones de calentamiento y enfriamiento.

Larkin (10) comparó la transferencia de calor en la región de enfriamiento con el modelo de película condensada de Nusselt (45), encontrando que el coeficiente experimental es sorprendentemente mayor al teórico para los tubos más angostos, por lo que deduce que el tipo de condensación no fue de película sino de goteo, sin que hubiera una razón obvia para el distinto comportamiento con los otros tubos estudiados.

Takuma y colaboradores (38) también proponen el modelo de condensación de película de Nusselt para calcular la transferencia de calor en la zona de enfriamiento, tomando en cuenta el esfuerzo cortante en el análisis usan la teoría Hagen-Poiseuille para flujo de vapor laminar y la de Blasius para flujo de vapor turbulento, encontrando para bajas diferencias de temperatura entre las regiones una buena aproximación entre los resultados experimentales y el análisis, pero los valores experimentales fueron mayores a los analíticos para mayores flujos de calor. Para explicar el desacuerdo entre el análisis y el experimento se usó un termosifón de vidrio, observándose la formación de pequeñas ondas a entradas de calor mayores a 370 w, esta perturbación en la película del líquido ocasiona el aumento en la transferencia de calor en la región de enfriamiento.

Andros y Florschuetz (12) también encontraron este aumento del coeficiente experimental sobre el calculado por la teoría de Nusselt, atribuyéndolo también al efecto de la formación de ondas en la superficie líquida.

Esto concuerda con el estudio teórico de Spindel (46) en que analiza los efectos de variaciones de presión en el vapor y los esfuerzos cortantes en la interfase líquido vapor en la transferencia de calor en la sección de enfriamiento, encontrando que estos efectos dependen del número de Froude y de la razón de condensado, obteniéndose valores del número de Nusselt mayores de los predichos por la teoría de Nusselt.

Andros y Florschuetz señalan que la transferencia de calor en esta zona es independiente de la sección de calentamiento, a menos que la cantidad de llenado sea tal que la columna de vapor-líquido suba hasta la zona de enfriamiento y para zonas de enfriamiento pequeñas donde la conducción por la pared del calentador es significativa.

Estos autores reportan la transferencia de calor en la sección de calentamiento en términos del flujo de calor sobre el sobrecalentamiento de la pared y la comparan con el modelo de evaporación de película, coincidiendo los resultados experimentales, con los teóricos para bajos flujos de calor; para flujos mayores la transferencia aumenta considerablemente debido a la formación de ondas como en el caso de la condensación de película.

Hahne y Gross (11) comparan el coeficiente de transferencia de calor en la zona de enfriamiento obtenido experimentalmente con el coeficiente de transferencia de calor para condensación

de película turbulenta, régimen que alcanza para los flujos de calor empleados ( $Q > 1000 \text{ w}$ ), encontrando una discrepancia del 10 % para el termosifón en posición vertical. Para la zona de calentamiento no hacen comparación con correlación alguna, pero sobre los resultados experimentales distinguen dos regiones en la gráfica del coeficiente de transferencia de calor en esta zona contra el suministro de calor al termosifón, una de menores coeficientes hasta flujos de calor de 1900 w y otra con mayores coeficientes de transferencia. En la primera la producción de vapor no es suficiente, pero en la segunda región, la cantidad de vapor es tal que los efectos de flatación sobre el mismo empiezan a ser dominantes.

Lee y Mital (33) relacionan el coeficiente de transferencia de calor a través del termosifón, con los coeficientes de ebullición y el de condensación a través de la siguiente expresión:

$$1/h = 1/h_{\text{ebull}} + 1/h_{\text{cond}} \quad (2.1)$$

Afirman que  $h$  depende de la cantidad de fluido de trabajo, la razón de la longitud calentada entre la longitud enfriada, la razón longitud de calentamiento entre diámetro, la temperatura de saturación (correspondiente a la presión media en el termosifón), al flujo de calor y al fluido de trabajo. Lee y Mital, hacen un análisis para el flujo de calor máximo tomando en cuenta estos parámetros que será desarrollado posteriormente dentro de la sección de límites a la transferencia de calor.

Cohen y Bayles (7) correlacionaron su datos a través de la siguiente relación entre números adimensionales:

$$\log(K(t_w - t_s) \rho_v \text{lud}) = 0.75 \log(G/\rho_v \text{lud}^2) (\rho_l/\rho_v) (L_c/d) \quad (2.2)$$

sin embargo una variable involucrada que es difícil de medir y cuya relación con otros parámetros no es conocida es la velocidad de las burbujas ( $u$ ), limitando la utilidad de dicha relación.

Shiraishi y colaboradores (16) estudiaron experimentalmente las características de transferencia de calor y desarrollaron un modelo matemático basado en los resultados experimentales y bajo las siguientes suposiciones:

1. transferencia de calor en el condensador es condensación de película de Nusselt
2. transferencia de calor en el evaporador como ebullición en "estanque" con una corrección al coeficiente de calor empírico por tratarse de una cavidad cerrada
3. transferencia de calor en la película del líquido en la parte del evaporador se supone como la transferencia de calor en la parte líquida con una corrección empírica basada en trabajos anteriores
4. la conducción axial a través de las paredes del tubo es despreciable
5. la temperatura de pared de la sección de condensado es constante a todo lo largo
6. se administra calor uniformemente en la sección de evaporación
7. se trabaja en condición de estado permanente, es decir todo el calor añadido por abajo en la sección evaporador se remueve en la sección de condensado.
8. el cambio en el nivel del líquido en el evaporador debido a

la acción de la ebullición es despreciable comparado con aquel cuando no hay entrada de calor

9. la relación de la presión y temperatura de saturación del fluido de trabajo es aplicable a la región de vapor

10. la presión en el estanque se supone:

$$P(z) = P_v + \rho g(L - z) \quad (2.3)$$

donde  $P_v$  es la presión en la zona de vapor y  $L$  es la altura del líquido.

La figura II-11 muestra un esquema de este modelo, así como comparaciones de la distribución de temperaturas estimadas con las experimentales y la resistencia térmica total como función del calor de entrada, estas curvas muestran que las predicciones del modelo matemático están en concordancia con los resultados experimentales.

Andras y Florschuetz (12) correlacionaron los datos experimentales en una relación que sólo depende de la diferencia de temperatura entre el calentador y el enfriador y la razón de la longitud de calentamiento, entre la de enfriamiento, para cantidades de fluido de trabajo mayores del 15.5 % del volumen del calentador, estos autores sólo trabajan con freón-113 por lo que no introducen la dependencia del fluido de trabajo.

Otro enfoque es el de Casarosa y colaboradores (39) en que correlacionan los datos experimentales a través de la siguiente ecuación adimensional:

$$Nu_* = 0.0786 Re_*^{0.6} Pr^{(1/3)} \quad (2.4)$$

donde:  $Re_* = q_1 l / r$  ;  $Nu_* = \alpha l / k$  y  $Pr = \nu / \alpha$   
con la longitud característica  $l$  definida como:



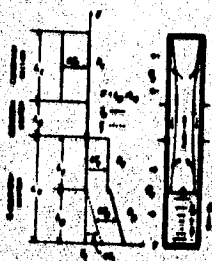


FIGURA 2-11 a) Método de Struik [25] para probar las características de operación.

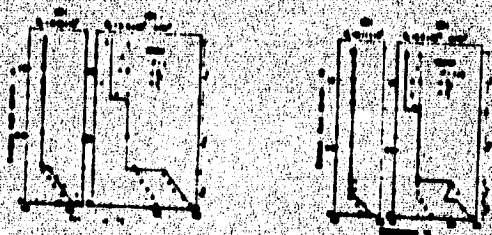


FIGURA 2-11 b) Comparación con las temperaturas máximas y las operaciones (con  $V = 1$  y  $V = 1/2$ )

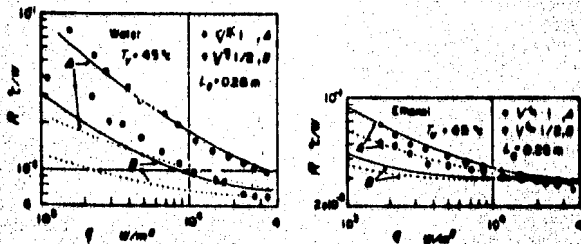


FIGURA E-11 c) Efectos de la cantidad de líquido  $V$  y de la diferencia de presión en la región con líquido (las líneas discontinuas corresponden al modelo considerando la diferencia de presión en el líquido)

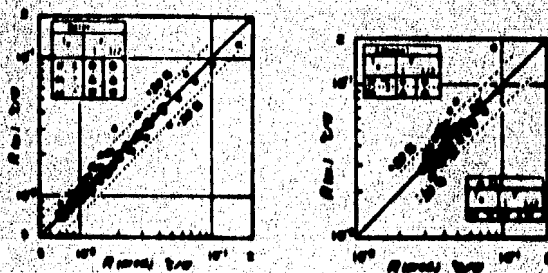


FIGURA E-11 d) Comparación entre resistencia mínima total teórica y calculada

$$1* = C_p \rho \sigma T_s / (1/\rho)^{-2} \quad (2.5)$$

y con el coeficiente de transferencia térmica definido como:

$$\alpha = q / (T_w - T_e) \quad (2.6)$$

por el método de mínimos cuadrados correlacionaron los datos para obtener la siguiente relación:

$$\alpha = 2.925 P^{-0.18} q^{(2/3)} \quad (2.7)$$

Por lo que puede observarse, estos autores no toman en cuenta factores geométricos del dispositivo, pero si consideraron las características del fluido de trabajo y la presión dentro del termosifón, aclaran que esta relación es válida estando presente o ausente el efecto geysier, objetivo principal de su estudio.

Haciendo un balance de lo anterior se puede constatar que no se cuenta con un modelo matemático, ni aún una correlación empírica que contenga todas las variables involucradas, y que prediga el comportamiento del termosifón de manera satisfactoria.

#### c) Límites a la transferencia de calor

La transferencia de calor está limitada por diversos motivos, varios autores han estudiado estas limitaciones debido a la importancia que tiene su conocimiento para la utilización del termosifón en sus distintas aplicaciones.

Estos límites al flujo de calor se han catalogado bajo

los siguientes términos:

- c.1) límite de secado (dryout)
- c.2) límite de quemado (burnout)
- c.3) límite de inundado (flooding)

c.1) Límite de secado (dryout)

Se obtiene cuando la entrada de calor se aumenta hasta cierto grado que el flujo del condensado que se requiere para la evaporación y consecuentemente el flujo de condensado que alcanza la superficie del líquido en el calentador se reduce a cero, entonces el nivel del líquido en el fondo disminuye lentamente y comienza el secado local.

Cuando el termosifón se opera bajo condición de frontera en la pared del calentador de flujo constante y se alcanza el secado la temperatura de la pared del calentador aumenta lentamente hasta que el sistema se vuelve inoperable, mientras que la temperatura de vapor de la región del calentador y las temperaturas de pared en las zonas adiabáticas y de enfriamiento permanecen constantes (37).

Strel'tsov (47) estableció que el secado en termosifones verticales ocurre con pequeñas cantidades de líquido. Desarrolló una correlación entre el flujo máximo de calor y la masa de líquido, basándose en la teoría de película condensada de Nusselt y asumiendo la película líquida a lo

largo de todo el termosifón cuando se alcanza el secado. Sin embargo la comparación que Nguyen-Chin y colaboradores (37) hacen de esta teoría con los datos experimentales muestra que los valores teóricos son entre siete y nueve veces mayores a los valores experimentales, de esto concluyen que es mejor el modelo de película líquida y estanque.

El flujo máximo de calor limitado por secado depende fuertemente de la proporción de llenado al volumen del calentador. Si ésta aumenta, el flujo máximo de calor también aumenta; así mismo aumenta si el diámetro del termosifón se incrementa (37).

Larkin (10) reporta haber encontrado tres tipos de secado:

1. En la parte superior de la longitud calentada cuando la mezcla en dos fases no alcanza dicha porción y la película de condensado no moja la superficie calentada.
2. En la parte superior de la longitud calentada aún cuando hay suficiente fluido en el tubo para asegurar que la mezcla en dos fases llene la longitud de calentamiento. Esto ocurre en la región con mayor velocidad del vapor y mayor proporción de vapor.
3. Con cantidades intermedias de fluido, el secado ocurre en la parte intermedia del evaporador, el flujo de vapor es mayor en la parte superior de la longitud de calentamiento de tal forma que el efecto del contraflujo entre el vapor y el condensador repercute en esa porción.

Señala un cuarto tipo descrito anteriormente por Cohen y Bayley (7):

4. En la parte inferior de la longitud de calentamiento si la

33  
cantidad de fluido es insuficiente para la circulación de vapor y condensado.

Andros y Florschuetz (12) reportan haber encontrado tres mecanismos de secado, coincidentes con los puntos 1,3 y 4.

Negishi y Sawada (17) señalan que el secado disminuye la transferencia de calor, pero no lo reportan como un límite después del cual sea inoperable el sistema, ya que al trabajar con condición de frontera en la pared del calentador de temperatura constante, no tienen el riesgo de que éste aumente incontrolablemente.

## (2) Límite de quemado (burnout)

Trabajando con flujo de calor constante en el calentador, cuando se alcanza el límite de quemado la temperatura del calentador aumenta instantáneamente, mientras que la temperatura del vapor y de la pared en las otras zonas experimentan reducción (37).

El quemado se presenta cuando el flujo de calor se aumenta tanto que el flujo de calor radial alcanza el valor crítico y se inicia la ebullición de película (48) en el estanco del líquido. Entonces se termina el estado permanente, la temperatura del calentador aumenta rápidamente a pesar de que hay suficiente flujo de condensado hacia el líquido.

Cohen y Bayley (7) ya habían señalado este fenómeno aunque sin darle este nombre, pues al tener ebullición de

película, la temperatura de pared del calentador aumentaba incontrolablemente, quemándose la resistencia eléctrica antes de que se pudiera reducir la corriente.

El flujo máximo de calor limitado por el quemado casi no depende de la cantidad de llenado, pero aumenta al aumentar el diámetro, la temperatura de operación y la longitud del calentador ( 37 ).

En la figura II-12 tomada de ( 37 ) se aprecia el hecho de que el secado ocurre para pequeñas cantidades de llenado, mientras que el quemado ocurre con mayores cantidades de llenado y el flujo máximo ya casi no depende de este parámetro, gráficas semejantes se encuentran en ( 12 ) y ( 13 ).

En el límite al flujo de calor que Lee y Mital ( 33 ) reportan, no hacen distinción entre secado y quemado, aunque de la gráfica del coeficiente de transferencia máximo contra el volumen del fluido, mostrada en la figura II-13, pueden observarse dos regiones, una en que el coeficiente depende fuertemente de la cantidad de líquido (secado) y otra en que el coeficiente no depende del llenado (quemado). Además hacen un análisis teórico a través de un balance de fuerzas para el flujo máximo de calor, bajo suposición de condensación de película, cuya correlación con los datos experimentales es buena.

Imura y colaboradores ( 13 ) correlacionan los datos experimentales sobre el flujo máximo de calor con secado y quemado con expresiones propuestas por otros cinco investigadores, pero su concordancia no es satisfactoria, por lo que surgen otra expresión que concuerda con los datos con una

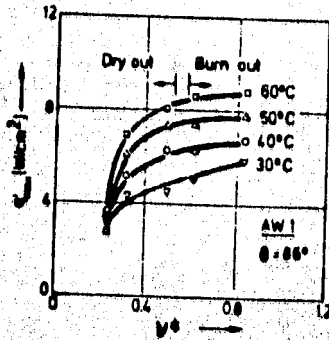


FIGURA 2-12 Efecto de la cantidad de barniz V en el flujo de color, el estado cambia para pequeñas cantidades de barniz y flujo máximo de color depende de este parámetro, mientras que el que el momento se presenta con grandes cantidades de barniz y el flujo máximo ya no depende de V. [37]

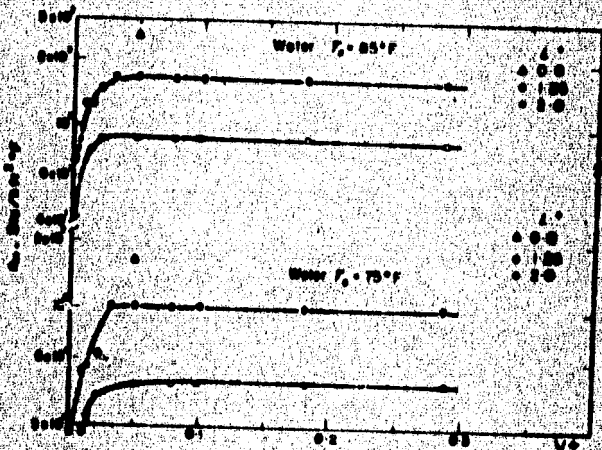


FIGURA 2-13 Efecto de la cantidad de barniz V en el coeficiente de transferencia de color, pueden distinguirse dos regiones una en que los depósitos de V y otra en que no se depende de V. [38]



desviación del 30%.

### c.3) Limite de inundado (flooding)

El fenómeno de inundado consiste en la retención de líquido en el condensador debido a la fuerza del flujo de vapor ascendente, el aumento del líquido colectado, aumenta con el flujo de vapor llevando a un aumento en la resistencia térmica de la sección de condensado con una consecuente reducción en la temperatura de pared (37). Este fenómeno está acompañado por un ruido periódico causado por el choque del líquido contra la pared del tubo al final del condensador.

En los termosifones probados por Nguyen-Chin (37) este fenómeno no constituyó un límite a su operación en estado permanente. En este artículo los autores señalan que el flujo de calor para el que se tiene inundado depende de la cantidad de fluido, pero si aumenta con el diámetro y la temperatura de operación. En otro artículo Nguyen-Chin (36) señala que el límite de inundado ocurre con grandes cantidades de fluido, aunque una vez alcanzado, el flujo máximo no depende significativamente de este parámetro; ocurre con altos flujos de calor axial pero pequeños flujos de calor radial en el evaporador. Nguyen-Chin también explica que los flujos de calor axiales altos causan altas velocidades relativas entre los contraflujos de vapor y líquido y consecuentemente se aumentan los esfuerzos cortantes en la

interfase, induciéndose grandes ondas superficiales y creándose inestabilidades en el flujo de líquido, este fluido es transportado por el flujo de vapor hasta el condensador y colectado ahí. Los altos esfuerzos cortantes también pueden evitar el regreso del condensado, causando insuficiente suministro del líquido al evaporador, ocasionando secado en esta región.

#### d) Efecto geyser

Larkin ( 10 ) reporta operación intermitente del termosifón usando agua de bajas temperaturas, períodos de absoluta quietud en la masa del líquido repentinamente se alternan con períodos de violenta, ruidosa y casi explosiva evaporación, cuando parte del líquido es impulsado hacia el condensador como en el caso de flujo pistón en un tubo vertical. Estos períodos son seguidos generalmente por ebullición nucleada tumultuosa que pronto cesa, dando lugar a un período de quietud.

Este autor habla de un almacenamiento de energía durante el sobrecalentamiento del agua seguido por su liberación durante la nucleación de vapor.

Casarosa y colaboradores ( 39 ) hacen un exhaustivo estudio sobre este fenómeno, y son ellos los que le dan el nombre de efecto geyser, el cual señalan, sólo ocurre cuando el termosifón opera a bajas presiones, ya que y bajo estas

condiciones el alto volumen específico del vapor favorece el desarrollo de grandes burbujas. Durante la serie de experimentos que realizaron ( con  $V^*=1.08$  ) fue posible producir el efecto geyser con sorprendente regularidad.

En la figura II-14 a) puede apreciarse la regularidad de este fenómeno y la relación entre las temperaturas en la zona de calentamiento y en la de enfriamiento. La frecuencia del fenómeno aumenta al aumentar el flujo de calor (b), así mismo se incrementa la frecuencia al aumentar la presión (c).

Estos autores concluyen que a bajas presiones (menores a  $1.5 \times 10^3$  Pa) el sobrecalentamiento entre la pared y el fluido no se afecta por variaciones en el flujo de calor y bajo estas condiciones de operación se pueden desprestigiar la influencia de las propiedades termofísicas del material.

No se menciona en este artículo que este fenómeno constituya un límite para la operación del termosifón, sin embargo Negisi y Sawada ( 17 ) reportan fenómenos similares bajo el nombre de límite de "martillo de vapor", el cual señalan se presenta con volumen de líquido entre el volumen de la zona de calentamiento mayores a 0.7, produciéndose un sonido y oscilaciones violentas del tubo, causadas por el choque de la masa de fluido arrojada al final del condensador por una explosiva expansión de una burbuja; el vapor en el espacio del condensador es comprimido y condensado en un instante por el movimiento de pistón de la masa líquida y afirman que si esta condición de operación continua por mucho tiempo las paredes del tubo se pueden dañar. Este fenómeno coincide con el que Casarosa denominó como efecto geyser, aunque

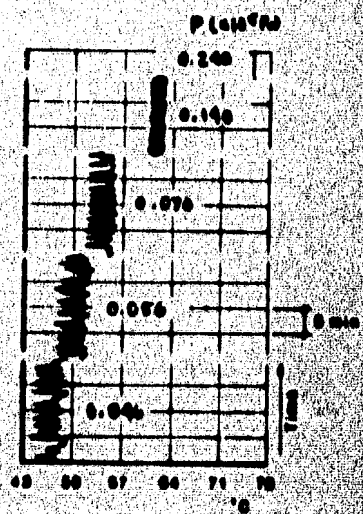
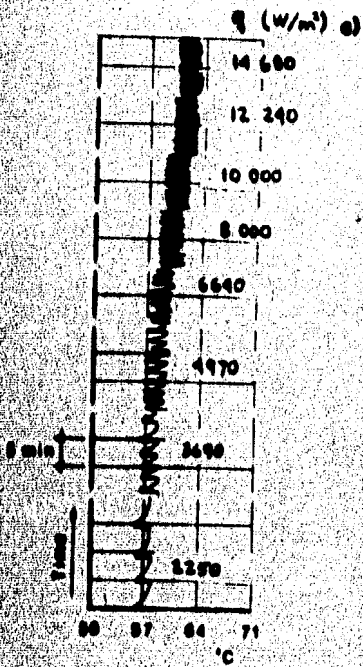
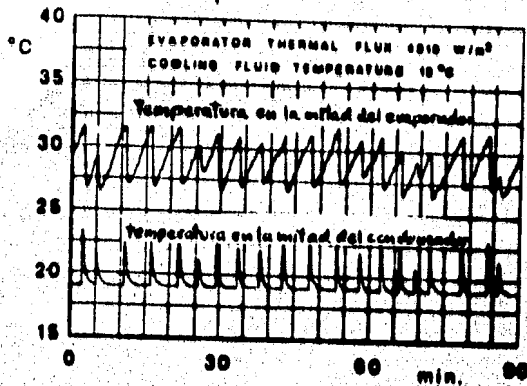


FIGURA 2-14 Efecto geyser

- a) Variación en el tiempo de las temperaturas críticas
- b) Temperatura media de la pared del evaporador a presión constante (10 Pa) al aumentar el flujo de calor
- c) Temperatura media de la pared del evaporador con flujo de calor constante (6440 W/m²) al aumentar la presión

Negishi no hace referencia a la presión en el interior del termosifón.

e) Efecto de gases no condensables dentro del termosifón

La existencia de gases no condensables reduce la capacidad de transporte de calor (10,39) esto debido a que los gases no condensables constituyen un "tapón" para la condensación del vapor en la zona de enfriamiento. Shiraishi ( 16 ) sugiere que para asegurar la no existencia de gases no condensables se mide la distribución de temperaturas dentro del termosifón una vez que el calentamiento se hubo iniciado, si la temperatura en la parte superior es mayor que la inmediata inferior, muestra la existencia de estos gases.

Negishi ( 17 ) sugiere que después de unos minutos de operación, se haga un segundo evacuado para remover dichos gases.

Otro aspecto de la existencia de gases no condensables es que aumentan la presión en el interior del tubo termosifón aumentando así la temperatura de operación para la que se alcanza el cambio de fase.

Todos los estudios en la literatura sobre este tipo de termosifones corresponden a la geometría en que las zonas de calentamiento y enfriamiento se encuentran localizadas en los laterales inferior y superior respectivamente, sin que los tapas constituyan zonas activas, por lo que el parámetro de

longitudes relativas es importante en su estudio.

Se requiere hacer un estudio sobre la cantidad de llenado del termosifón para verificar la explicación aquí dada a la contradicción en el efecto de este parámetro sobre la transferencia de calor a través del termosifón.

En general, en estos artículos falta considerar la relación entre la presión de operación y la presión de saturación correspondiente a la temperatura de operación.

La mayoría de los trabajos estudian al termosifón en estado permanente.

Los experimentos llevados a cabo bajo la condición de frontera en el calentador de temperatura constante permiten operar con secado pudiendo así estudiar con más detalle este fenómeno sin que se dañe el dispositivo.

En el presente trabajo se hace una variación al diseño reportado en la literatura, al reducir las zonas de calentamiento y de enfriamiento a las tapas inferior y superior del tubo respectivamente. Es claro que al reducir las zonas activas y aumentar la zona inactiva, el termosifón es menos eficiente, pero se desea tener una geometría simple, que permita en un futuro la construcción de un modelo teórico que describa el comportamiento del termosifón, así como una completa visualización de los fenómenos en el interior del mismo.

Se escogió la condición de frontera en el calentador y en el enfriador de temperatura constante, para tener

condiciones semejantes en ambas zonas, ya que experimentalmente es difícil lograr flujo de calor constante en la zona de enfriamiento.

### 3 EQUIPO EXPERIMENTAL

En este capítulo se mencionan las características más importantes que debe cumplir el dispositivo experimental, se describe el equipo diseñado y las modificaciones que se le hicieron.

Las principales características que el aparato experimental debe satisfacer son:

- \* El tubo termosifón tiene que soportar temperaturas de operación hasta de 100°C aproximadamente y presiones cercanas a una atmósfera.
- \* En operación, el termosifón debe quedar completamente hermético.
- \*\* La temperatura en toda el área de calentamiento, así como la del área de enfriamiento debe ser homogénea y constante en el tiempo.
- \* Las zonas de calentamiento y enfriamiento deben permitir una elevada transferencia de calor.
- \* El termosifón debe encontrarse térmicamente aislado.



\* Debe poderse extraer información sobre campo de temperaturas, presión y características cualitativas (visualización).

\* La razón longitud / diámetro debe estar en el rango 5-70.

En la figura III-1 se muestra un diagrama del equipo utilizado. El termosifón (A) está cubierta por un tubo (B) que permite aislarlo térmicamente del exterior, pero cuenta con conectores y tubos de acceso que permiten por un lado la conexión con el sistema de adquisición de datos (SAD) y a la fuente de voltaje directo, por otro a las bombas de vacío, al llenado del termosifón, a los sistemas de circulación de los fluidos de calentamiento y de enfriamiento.

El equipo puede dividirse en tres partes:

Sistema termosifón

Sistemas auxiliares

Instrumentación

### 1.1 Sistema termosifón

Como ya se mencionó anteriormente, el termosifón tipo cavidad cerrado en dos fases es un tubo cerrado que es calentado

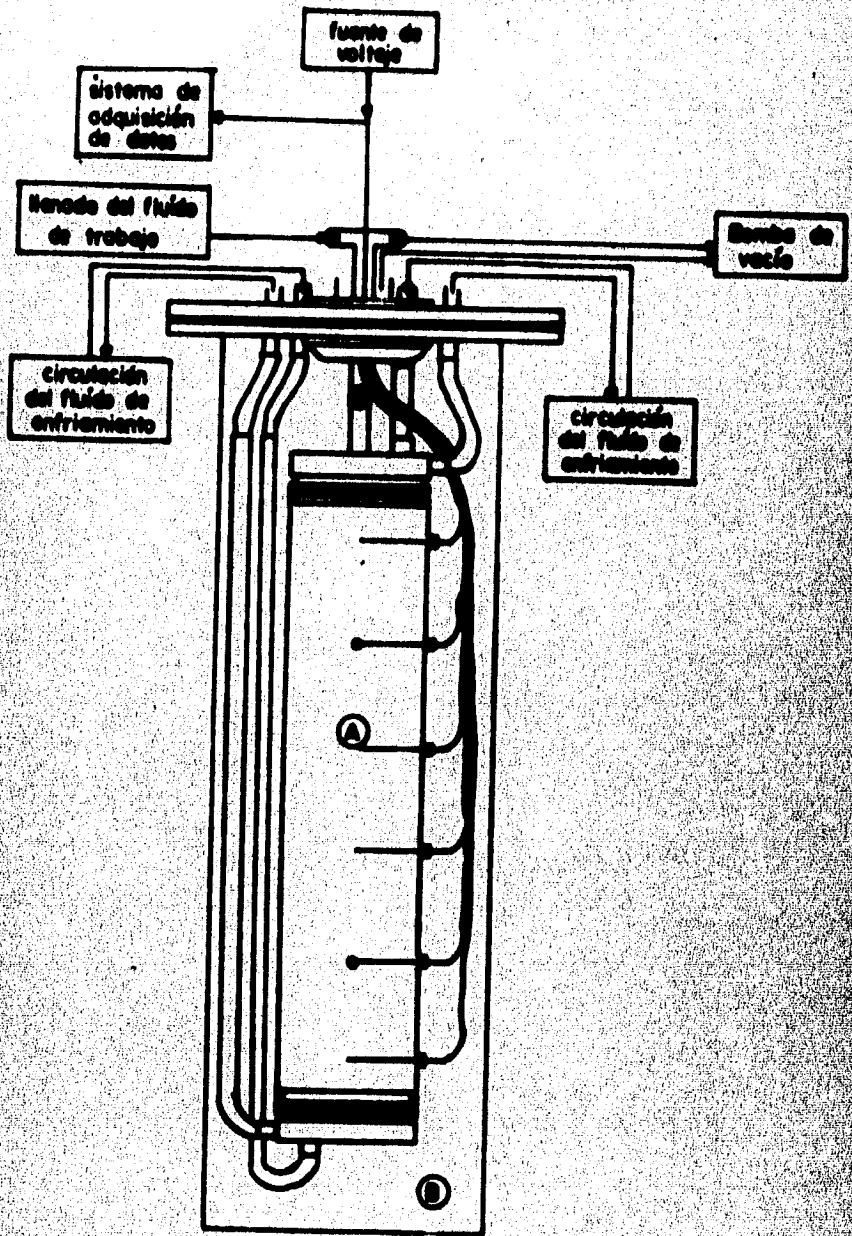


FIGURA III-1 Esquema general del equipo experimental empleado. Válvula (A), tubo obturador (B) y conexiones al exterior.

en su parte inferior, enfriado en su parte superior y que contiene un fluido de trabajo específico, parte líquido y parte vapor.

El sistema termosifón puede dividirse en tres regiones:

- a) Región de calentamiento, también denominada en algunos artículos ( 12 ), ( 16 ), ( 37 ) como evaporador.
- b) Región de enfriamiento, también llamada condensador.
- c) Región inactiva o adiabática.

En todos los trabajos experimentales señalados en la bibliografía, la región de calentamiento y la de enfriamiento se encontraban en la parte lateral inferior y superior del tubo respectivamente, con o sin región inactiva intermedia y las tapas constituían también zonas inactivas.

Como se menciona al final del capítulo anterior en este diseño las zonas de calentamiento y de enfriamiento se colocaron exclusivamente en las tapas inferior y superior respectivamente, y toda la parte lateral del tubo constituyó la región inactiva. En los esquemas de la figura III-2 se muestran las distintas localizaciones de estas regiones.

#### a) Región de calentamiento

La región de calentamiento es la parte del tubo por la que se suministra energía calorífica al fluido de trabajo, y como ya se mencionó, en este diseño se localiza en la tapa

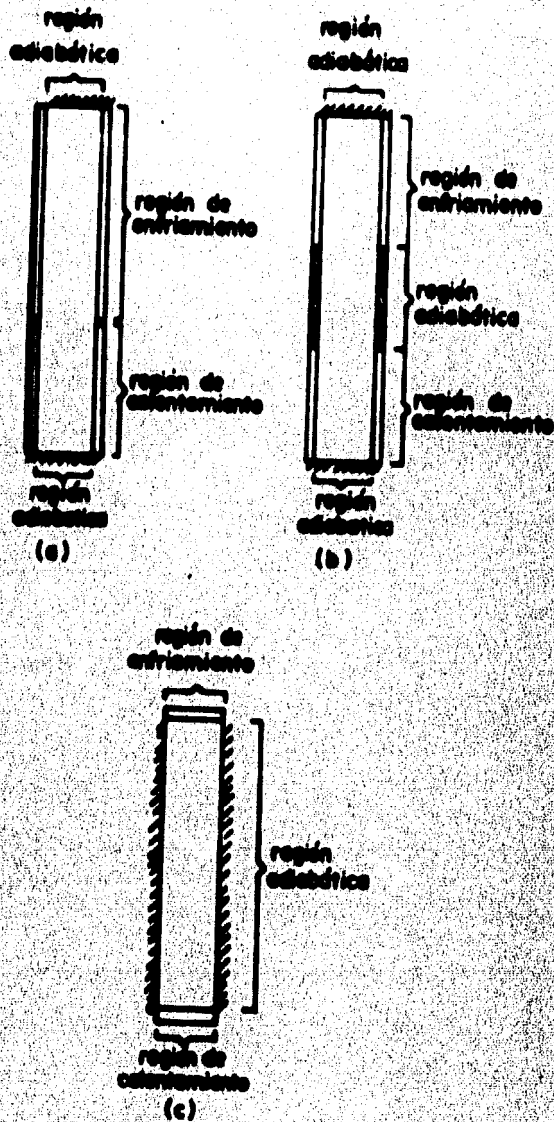


FIGURA III-2 a) y b) muestran la localización de los distintos regiones en el calentador encontrados en la literatura. c) muestra la localización empleada en el presente trabajo.

inferior del tubo. Para que satisfaga la condición de temperatura constante y homogénea, se diseñó un intercambiador de calor con una masa térmica considerable y con una espiral interior para la circulación del fluido caliente. Por construcción, está formado por dos partes las cuales se encuentran pegadas y selladas para evitar fugas. El material elegido fue el cobre ya que por su elevada conductividad térmica se tiene mayor uniformidad en la temperatura. Por su alta capacidad calorífica y por su accesibilidad, se utilizó agua como fluido de calentamiento.

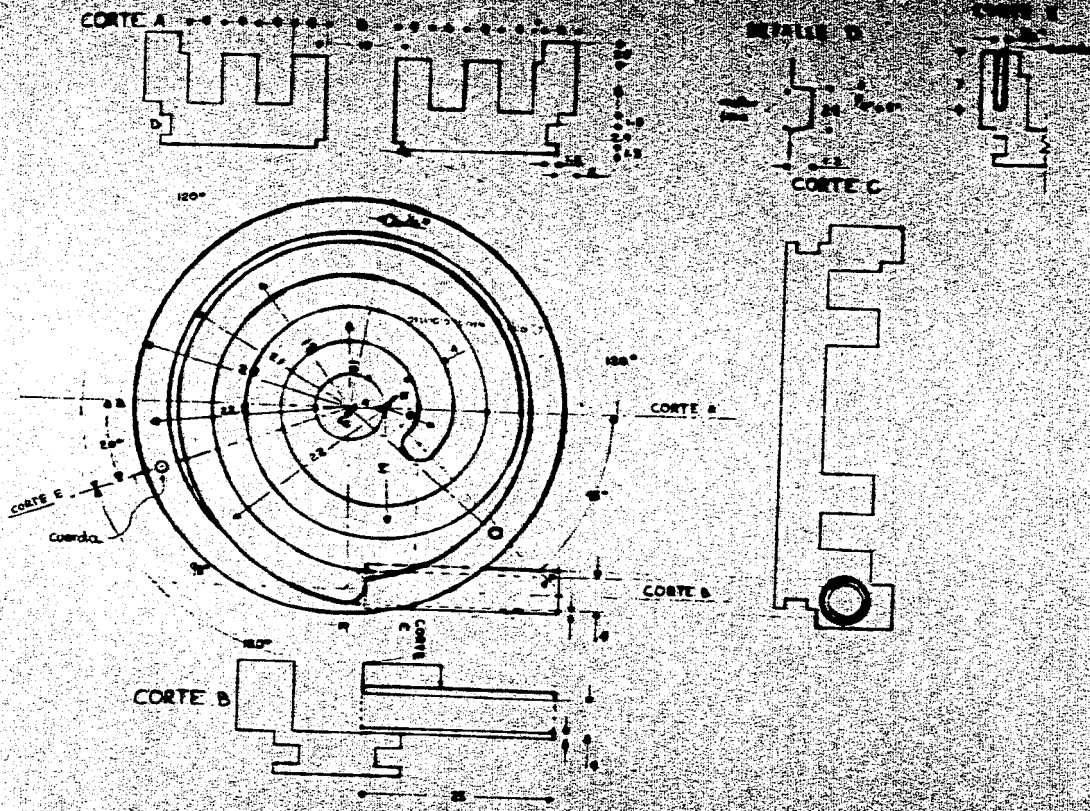
Este intercambiador constituye el tapón del tubo y está sellado con un aro sello de neopreno, que además de evitar fugas, absorbe la diferente expansión térmica de los materiales del intercambiador y del tubo, evitando así que este último se rompa.

El diseño final del intercambiador de calor se observa en los esquemas y fotos de las figuras III-3.

En este intercambiador de calor se colocaron cuatro termopares: el primero registra la temperatura del agua a la entrada del intercambiador ( $T_{ce}$ ), el segundo toma la temperatura del agua a la salida ( $T_{cs}$ ), los otros registran la temperatura exterior del intercambiador a la entrada y a la salida ( $T_{ce'}$ ) y ( $T_{cs'}$ ) respectivamente.

#### b) Región de enfriamiento

La región de enfriamiento es la parte del tubo por la que



**FIGURA II-3** el Plano para la construcción de la base del tornaviento de propulsor.

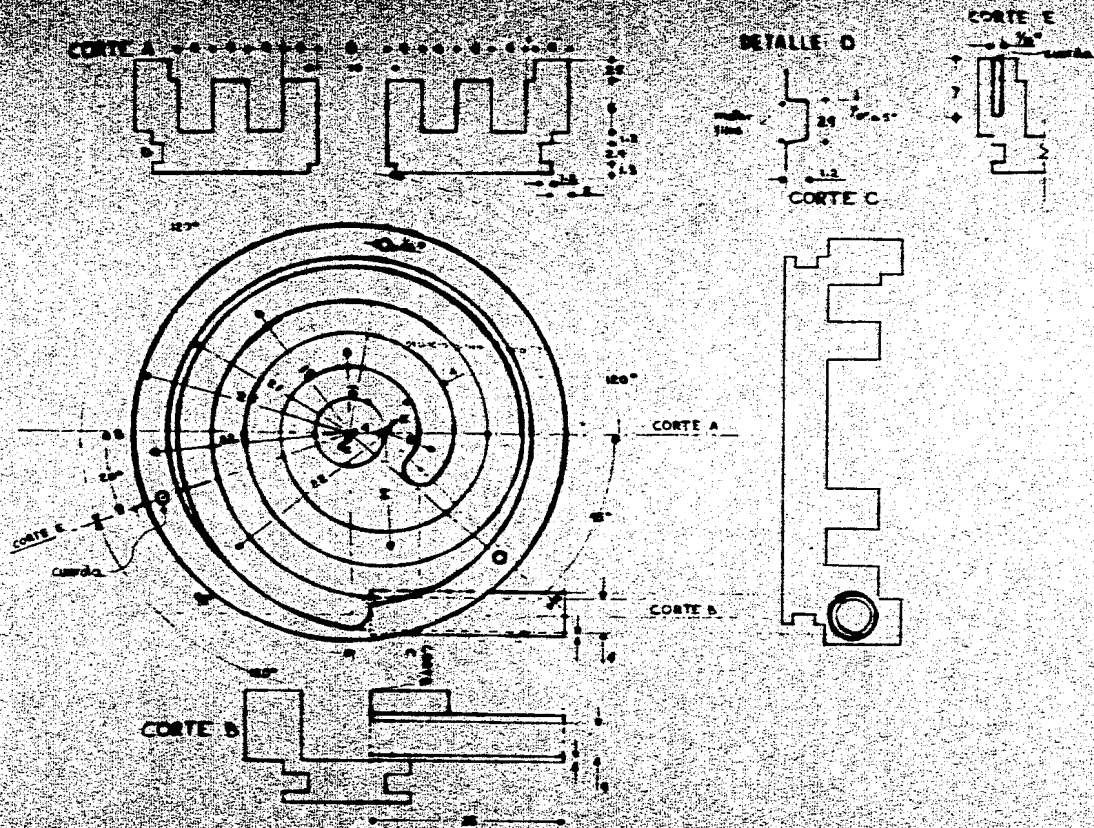


FIGURA 2-3 el Plano para la construcción de la base del transmisor superior.

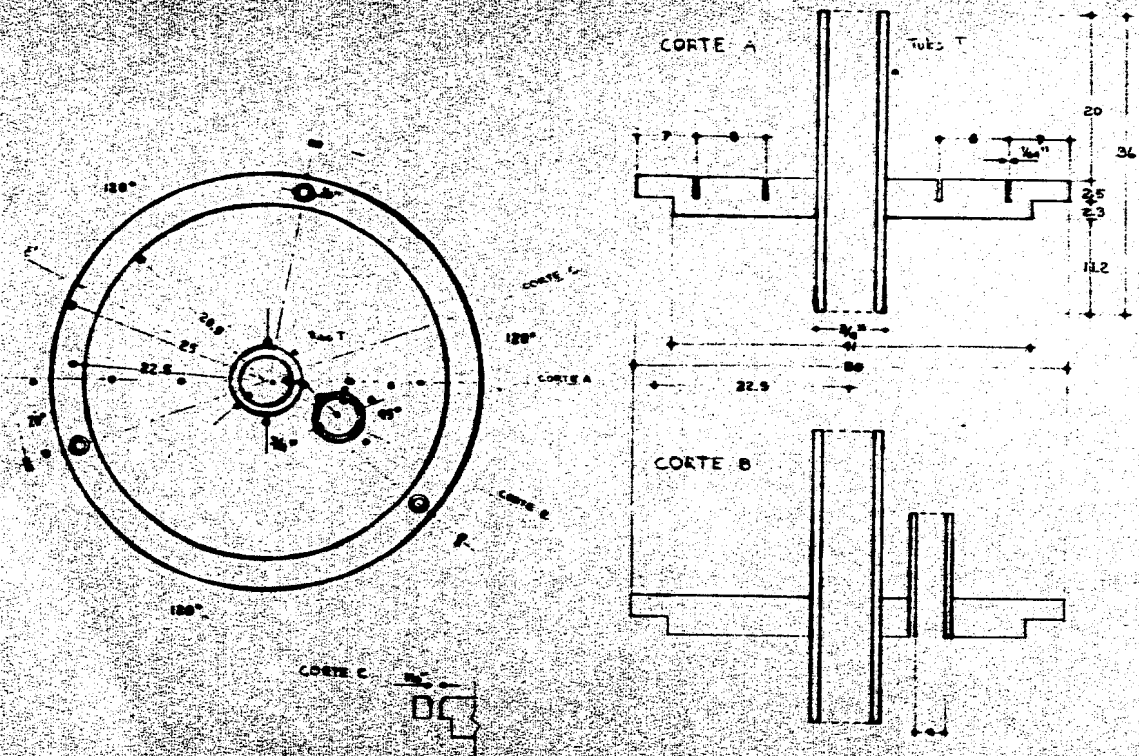


FIGURA 2-2. Alfilero para la construcción de la tapa del transmisor superior.



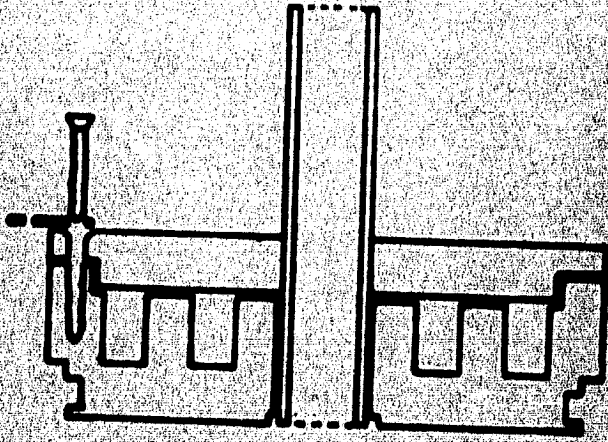
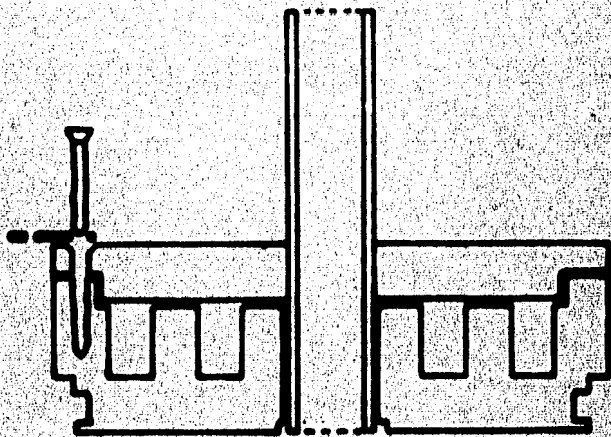


FIGURA E-3 C)Detalle sobre el crecimiento del intercambiador superior



**FIGURA II-3** C) Detalle sobre el eje vertical del intercambiador superior.

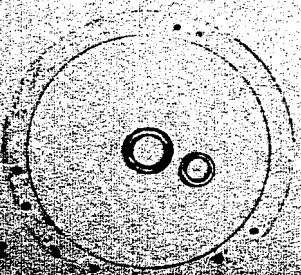
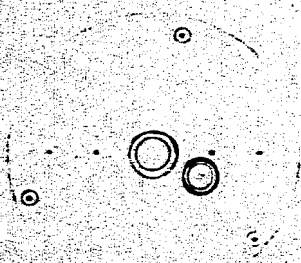
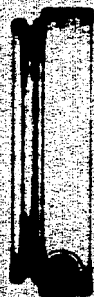
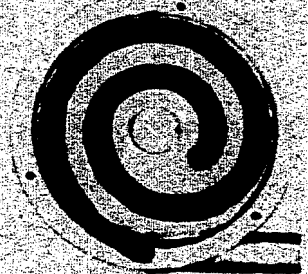
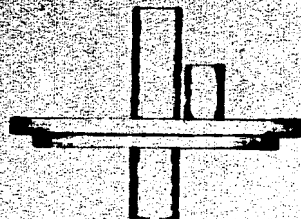


FIGURE 2-10. Components of a  
cylindrical component.

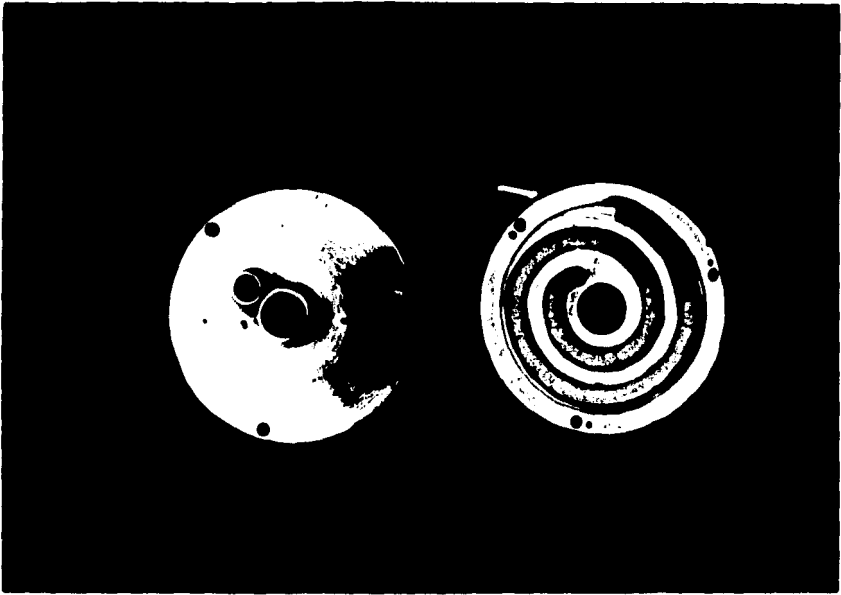


FIGURA III-3 e) Fotografía del intercambiador de enfriamiento sin ensamblar.

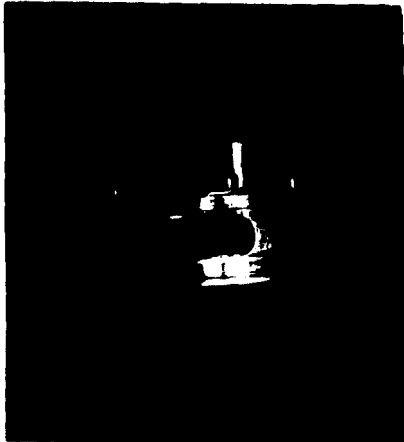


FIGURA III -3 Fotografías de los intercambiadores: f) de calentamiento  
g) de enfriamiento.

se extrae energía del fluido de trabajo, en el presente diseño consiste en la tapa superior del tubo.

Como debe satisfacer las mismas condiciones que la región de calentamiento, se usó un intercambiador semejante, con la única diferencia de que a éste lo atraviesa un tubo que permite el acceso al interior del tubo termosifón.

También se colocaron cuatro termopares: uno registra la temperatura del agua refrigerante a la entrada del intercambiador (Tee), otro registra la temperatura del agua a la salida (Tes) y los otros al exterior del intercambiador, tanto a la entrada (Tee'), como a la salida (Tes').

### c) Región inactiva

En este diseño constituye toda la longitud del tubo. El material escogido es vidrio "pyrex", ya que se necesita la visualización del interior, además que este vidrio es capaz de soportar altas temperaturas y presiones moderadas.

La longitud del tubo de vidrio es de 0.5 m, al introducir los dos intercambiadores como tapones del tubo, la longitud del termosifón queda de 0.49 m. El diámetro interno es de 0.042 m, la relación longitud / diámetro es por tanto de 11.7 la cual está dentro del rango sugerido.

A lo largo del tubo se hicieron seis orificios aproximadamente a cada 0.1 m, con el fin de introducir por ellos termopares para medir la temperatura del fluido de trabajo en el interior del tubo. Se hicieron dos orificios más, uno en

la región del líquido, para medir gradientes radiales de temperatura y otro en la región de vapor para conectar un transductor de presión.

Las temperaturas registradas por los siete termopares se denominan según su localización de abajo hacia arriba como T1, T2, T2b, T3, T4, T5 y T6. En la figura III-4 se encuentra indicada su localización precisa, así como una fotografía que muestra al termosifón en su totalidad.

### 3.2 Sistemas auxiliares

Los sistemas auxiliares son:

- a) Sistema de evacuado y llenado del termosifón
- b) Sistema de calentamiento y circulación de agua caliente
- c) Sistema de circulación de agua fría
- d) Aislamiento térmico
- e) Soporte

#### a) Sistema de evacuado y llenado del termosifón

Como ya se señaló en el capítulo anterior, los gases no condensables disminuyen la transferencia de calor en el termosifón, por lo que se hizo necesario un sistema que permitiera evacuar el interior del tubo.

la región del líquido, para medir gradientes radiales de temperatura y otro en la región de vapor para conectar un transductor de presión.

Las temperaturas registradas por los siete termopares se denominan según su localización de abajo hacia arriba como T1, T2, T2b, T3, T4, T5 y T6. En la figura III-4 se encuentra indicada su localización precisa, así como una fotografía que muestra al termosifón en su totalidad.

### 3.2. Sistemas auxiliares

Los sistemas auxiliares son:

- a) Sistema de evacuado y llenado del termosifón
- b) Sistema de calentamiento y circulación de agua caliente
- c) Sistema de circulación de agua fría
- d) Aislamiento térmico
- e) Soporte

#### a) Sistema de evacuado y llenado del termosifón

Como ya se señaló en el capítulo anterior, los gases no condensables disminuyen la transferencia de calor en el termosifón, por lo que se hizo necesario un sistema que permitiera evacuar el interior del tubo.

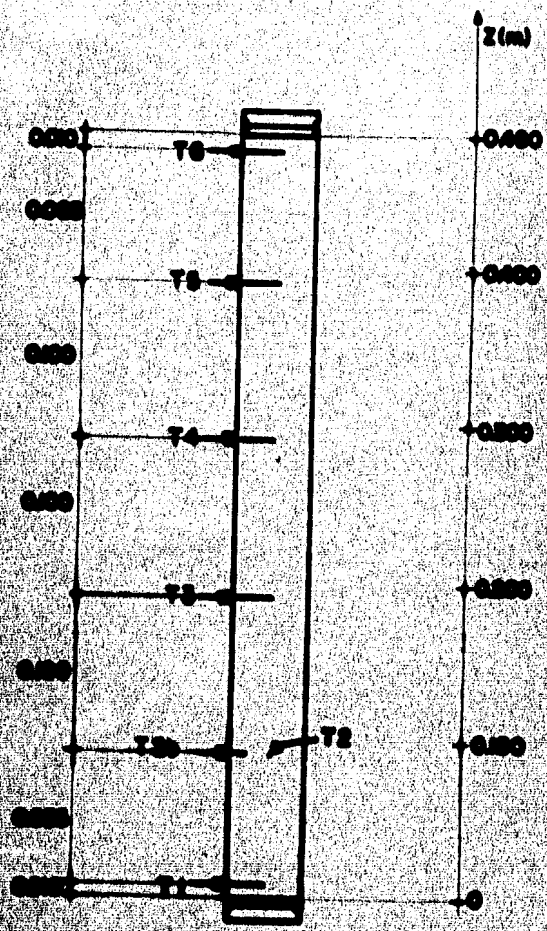


FIGURA E-4 Ubicación de los Termopares dentro del Termocable





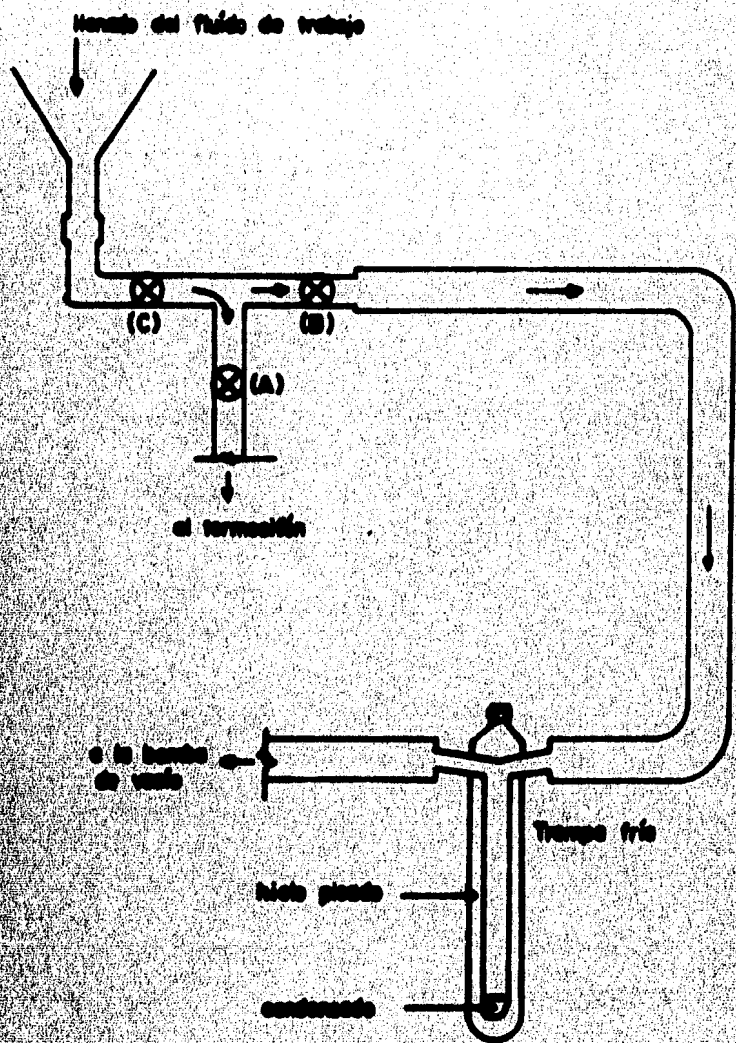
Figura III 4 El termosifón cerrado en dos fases.

Para poder usar el único tubo de acceso al termosifón tanto para evacuarlo como para introducir una cierta cantidad del fluido de trabajo, se diseñó una conexión tipo "T" con tres válvulas. Este sistema se muestra en la figura III-5. Se colocó una válvula de paso (A) a la salida del tubo de acceso al termosifón, en un brazo de la "T" se colocó otra válvula de vacío tipo aguja (B), la que a través de una manguera especial para vacío y con una trampa fría, se conectó a una bomba mecánica de vacío marca Pfeiffer, model DUD0044A con capacidad de bombeo de  $1.1 \times 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s. En el otro brazo se colocó una válvula de aguja (C) para el llenado del líquido de trabajo, la que se unió a un cono que facilitara la operación.

Para sacar el fluido de trabajo del interior del termosifón se puede destapar éste en su parte inferior.

#### b) Sistema de calentamiento y circulación de agua caliente

Para calentar el agua de circulación para el intercambiador de la región de calentamiento se utilizó un baño térmico con capacidad de 28 litros y temperatura máxima de 80°C. No se pudo contar con un regulador de temperatura, por lo que el control se hizo manualmente. Para la circulación del agua se usó una bomba Little Giant Pump, modelo 2E-30N con una válvula de aguja para regular el flujo, el máximo flujo de agua a través de este sistema es de



**FIGURA 2-5** Conexión tipo "T" para el llenado y control de tornostén  
 (A) válvula de paso general  
 (B) válvula de agua o la bomba de agua  
 (C) válvula de agua para regular el llenado del tornostén.

$9 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ . La manguera que conecta a la entrada del intercambiador fue aislada con otra manguera de diámetro superior, que la contiene, para reducir pérdidas de calor.

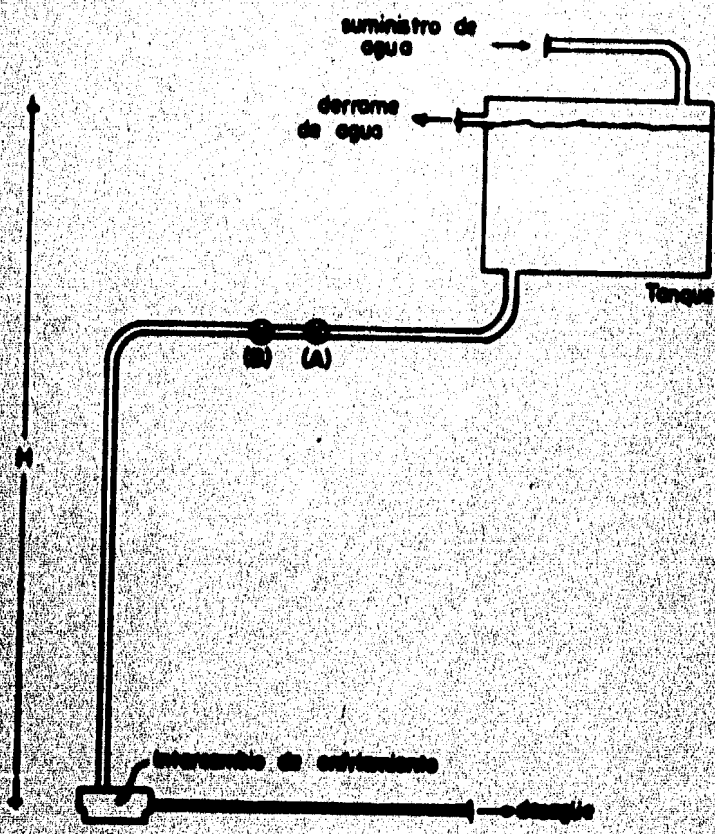
#### c) Sistema de circulación de agua fría

El agua que se utiliza para refrigerar el intercambiador superior se obtiene a través del suministro local del laboratorio, sin embargo como este suministro no es constante, se hizo necesario diseñar un regulador de flujo.

El regulador, mostrado en la figura III-6, consiste en un tanque que permanece con un tirante constante, debido a que el suministro de agua es superior al consumo necesario para la refrigeración del intercambiador, el exceso de agua es drenado por un desagüe que se encuentra en la parte superior del tanque. Para controlar el gasto en el intercambiador se cuenta con una válvula de aguja (A) y una de paso (B). El flujo máximo de agua a través de este sistema es de  $0.025 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  y tiene una temperatura aproximadamente de  $28^\circ\text{C}$ .

#### d) Aislamiento térmico

Con el fin de tener la menor transferencia de calor del termosifón al ambiente y así conseguir la total transferencia de calor a través del propio termosifón, se

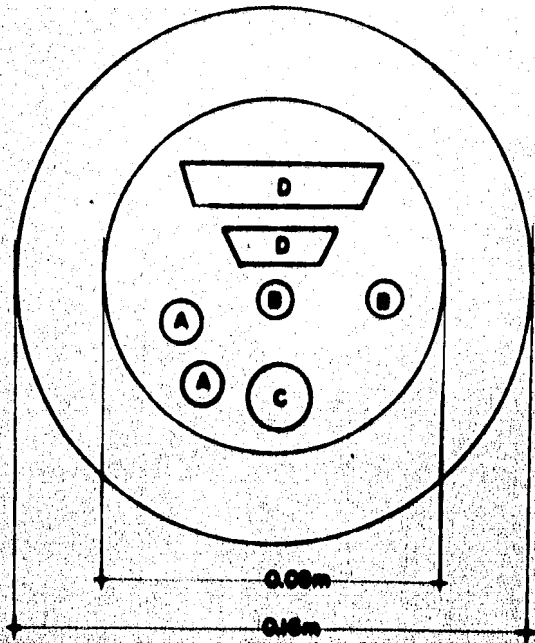


**FIGURA 2-6** Sistema para regular el flujo de entrada de agua al interconector de enfriamiento  
**(A)** nivel de agua  
**(B)** nivel de paso

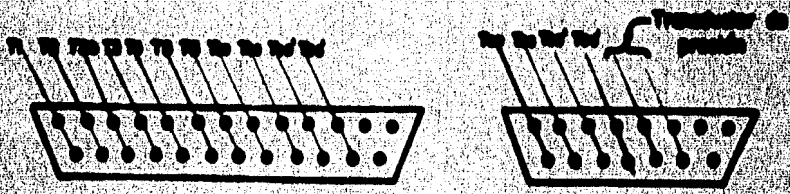
colocó este dentro de un tubo de vidrio de 750 mm de longitud y 90 mm de diámetro interno, cerrado en su extremo inferior. Cuenta en la parte superior con una brida de acero inoxidable y su correspondiente tapa. En la figura III-7 se muestran las conexiones que se hacen a través de esta tapa. Los tubos (A) para la circulación de agua caliente, los tubos (B) para la circulación de agua fría. Cuenta con otro acceso (C) al interior del tubo por el que se pasa la conexión de evacuado y llenado del termosifón y también por (C) se hace vacío dentro del tubo exterior, ya que se unió a través de mangueras adecuadas a una bomba mecánica de vacío Feli modelo FB-1410 con capacidad de bombeo de  $3.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ . Se fijaron también dos conectores eléctricos (D) tipo 'Reconector 15' con 25 y 15 terminales respectivamente, para pasar al exterior la señal eléctrica de los termopares y del transductor de presión.

#### a) Soporte

La figura III-8 muestra las estructuras que cargan al termosifón y al tubo aislante. Se utilizó una estructura metálica (A) fija a la pared, como soporte general del sistema termosifón y sistema aislante, quedando estos orientados verticalmente. En esta estructura se atornilló la tapa de la brida. A través de tres armellas (B) fijas en la cara inferior de la tapa de la brida y de pequeños soportes (C) contruados en los laterales de los dos intercambiadores se

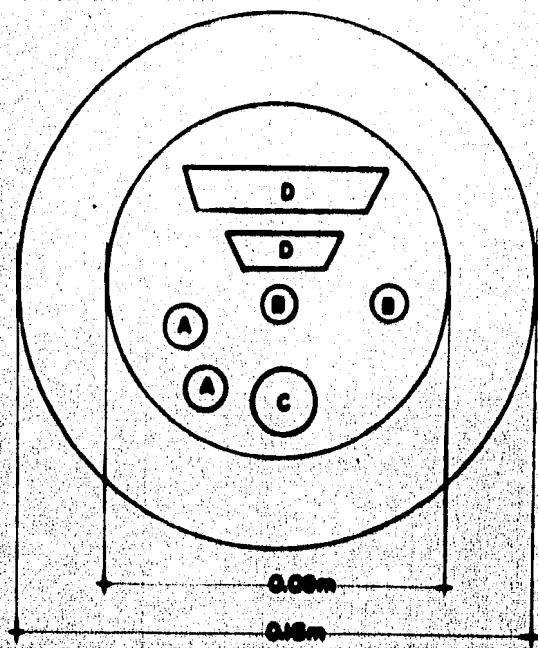


a)

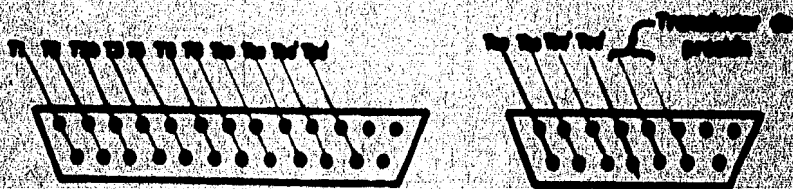


b)

**FIGURA 2-7** a) Conexiones a través de la tapa del tubo exterior  
**A)** Tubos para circulación de agua fría  
**B)** Tubos para la circulación de agua caliente  
**C)** Tubos para acceso al termómetro y evacuado del tubo exterior  
**D)** Conexiones eléctricas  
**b)** Conexiones termopares y transductor de presión



a)



b)

FIGURA E-7a) Conexiones a través de la tapa del tubo exterior

A) Tubos para circulación de agua fría

B) Tubos para la circulación de agua caliente

C) Tubos para acceso al termocéntrico y evacuado del tubo exterior

D) Conectores eléctricos

b) Conexiones termopares y transductor de presión



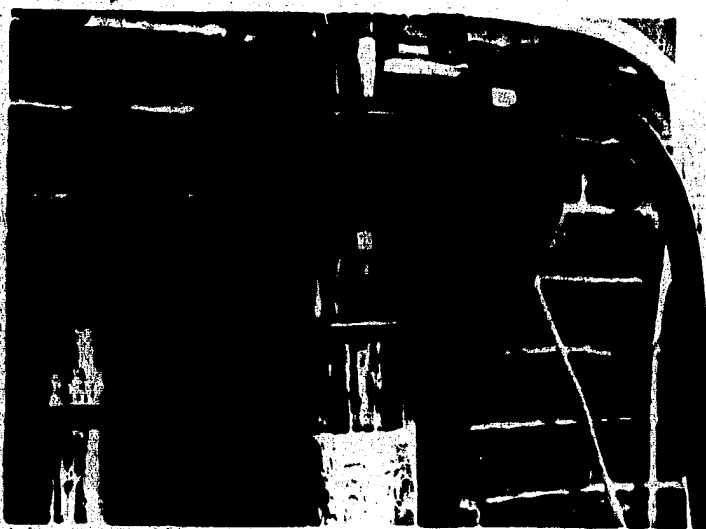
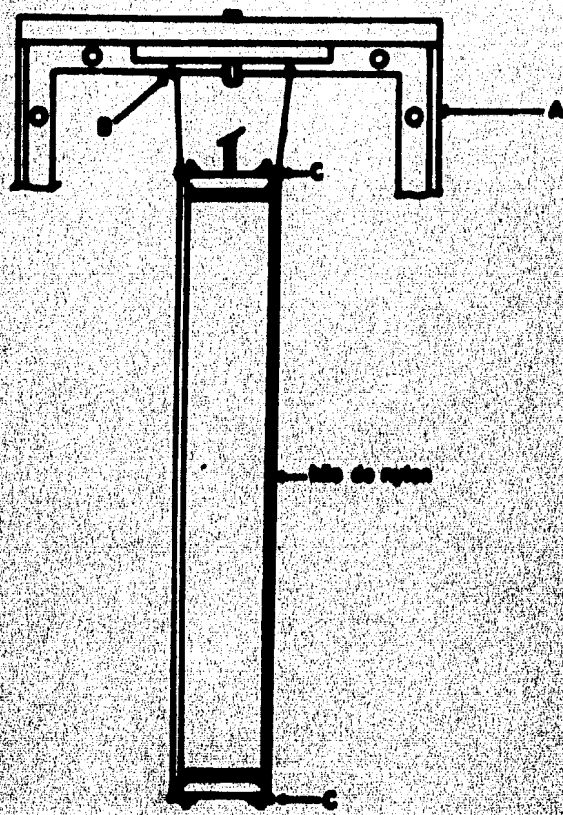


Figura III-7c Detalle de las diversas conexiones  
en el soporte del termosifón.



Figura III 7c    Detalles de las diversas conexiones  
en el soporte del termosifón.



**FIGURA 12-2** Diagrama de las estructuras de soporte del terminal.  
**A** Estructura auxiliar fija en la pared.  
**B** Armazón.  
**C** Soporte lateral en las interconexiones.

colgó el termosifón con hilos de nylon. También se amarraron los intercambiadores para evitar que la diferencia de presión entre el interior y el exterior del termosifón provocara que el tubo termosifón se destapara.

### 3.3 Instrumentación

#### 3.3.1 Sensores

Se cuenta con instrumentación para registrar las siguientes variables:

- a) Temperatura
- b) Presión
- c) Nivel de llenado del termosifón
- d) Flujos de agua de circulación
- e) Características cualitativas

#### a) Temperatura

Como ya se mencionó se midieron las siguientes temperaturas:

- T1, T2, T2B, T3, T4, T5, T6 temperaturas del fluido de trabajo, a lo largo del tubo, de abajo hacia arriba
- Tce temperatura de entrada del agua de calentamiento

Tcs temperatura de salida del agua de calentamiento  
Tc temperatura del calentador  
Tee temperatura de entrada del agua de enfriamiento  
Tes temperatura de salida del agua de enfriamiento  
Te temperatura del enfriador

Los dispositivos usados para medir estas temperaturas fueron termopares. Estos se basan en el fenómeno descubierto por Seebeck y consiste en crear una fuerza electromotriz neta cuando las uniones de dos metales termoeléctricos se encuentran a diferente temperatura. Para ampliar este tema se recomienda consultar las referencias ( 49 ), ( 50 ) de la bibliografía. Comúnmente la lectura del voltaje se obtiene con respecto a una junta que se encuentra a una temperatura de referencia, generalmente a 0°C de la mezcla hielo-agua, en la figura III-9 se encuentra un esquema del circuito. Existen tablas de voltaje contra diferencia de temperatura en las uniones para los tipos de termopares más empleados ( 51 ). Recientemente se han construido equipos electrónicos en el que se elimina la utilización de la punta de referencia.

En este trabajo se optó por usar punta de referencia, pues permite usar extensiones cobre-cobre que son accesibles en cables múltiples facilitando la conexión al sistema de adquisición de datos.

Inicialmente se utilizaron termopares capilares (0.05 mm de diámetro) tipo "T", formados por alambre de cobre positivo y alambre de constantán (aleación de cobre y níquel) negativo, que se recomienda para el rango de temperaturas entre -270 y 400

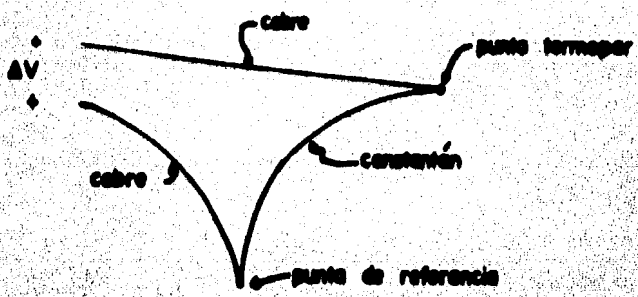


FIGURA III-9 Termopilar en punta de referencia

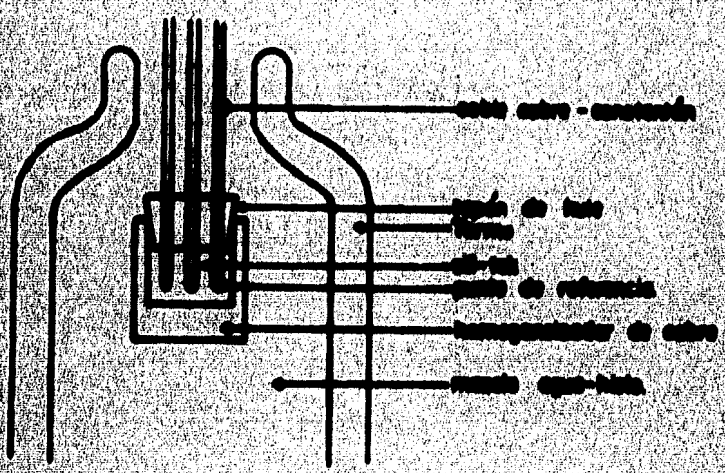


FIGURA III-10 Sistema para las puntas de referencia.

'C y que es adecuado para aplicaciones donde hay humedad. Se escogieron termopares de estas dimensiones para evitar perturbaciones mecánicas en el fluido y disipación de calor por los mismos. Sin embargo por su gran fragilidad se tuvieron muchos problemas para mantener todos los termopares funcionando a lo largo de un experimento, por lo que se optó por cambiarlos, desgraciadamente sólo se pudieron conseguir termopares de calibre 20 (0.8 mm).

En ambos casos, cada uno de los cables de cada termopar fue soldado a una de las terminales ("patas") del conector eléctrico múltiple que se acoplaba a su respectivo conector fijo en la tapa de la brida del tubo exterior, de este conector salían cables de mayor calibre, el cobre hacia un conector al sistema de adquisición de datos, y el constantán para soldarse a otro cable de cobre y así formar la punta de referencia, que se introduce a un termo con agua y hielo picado. Para lograr homogeneidad en la referencia se diseñó un pequeño contenedor de cobre con una apreciable masa térmica. Con el fin de evitar contacto eléctrico entre las puntas, pero a la vez permitir contacto térmico entre ellas y con el cobre, se llenaron los interespacios con pasta de sición "Sill-tak" y se cerró con un tapón de hule. Dadas las dimensiones de la boquilla del termo y el número de termopares, se utilizaron dos de estos contenedores en sus respectivos termos. En la figura III-10 puede apreciarse este diseño.

Cada soldadura o conexión en los cables de los termopares crean nuevas puntas termopar, se comprobó que estas no afectan la medición, esto porque la diferencia de temperatura entre cada par era prácticamente nula ( 49 ), al encontrarse al ambiente a menos de 4 mm de distancia entre ellas. La caída de voltaje por las extensiones también fue despreciable ya que es menor a .004mV que es en la mayoría de los casos inferior al 1.2 de los valores típicos medidos.

A través del circuito ya mencionado se conectaron los termopares al sistema de adquisición de datos (SAD) que se describe en detalle en la sección 3.2.

Los termopares capilares fueron calibrados; se encontró que con una desviación de 0.2°C coinciden con los valores dados en las tablas ( 51 ) que están correlacionados a través de la ecuación (3.1):

$$T_t = 0.025661297 * V - 6.1954869E-7 * V^2 + 2.2181644E-11 * V^3 - 3.55009E-16 * V^4 \quad \dots(3.1)$$

Los termopares calibre 20 también fueron calibrados encontrándose una variación lineal (3.2) con la ecuación (3.1):

$$T = 1.0094 * T_t + 1.01 \pm 0.16 \quad \dots(3.2)$$

Es posible que esta variación se deba tanto a impurezas



en la soldadura de las puntas, como a disipación de calor por el cable del mismo termopar.

#### b) Presión

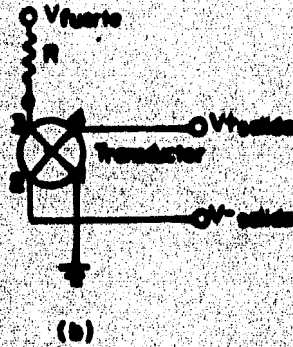
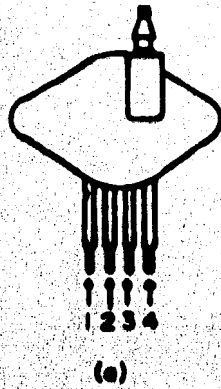
La presión fue medida en dos lugares diferentes y con distintos métodos:

- \* Presión en el interior del tubo termosifón
- \* Presión en el interior del tubo aislante

#### Presión en el interior del tubo termosifón:

Esta presión fue medida en la región de vapor mediante un transductor electrónico de Motorola, modelo MPX200AP, que es un dispositivo piezo resistivo cuyo elemento sensor es un resistor de silicon tipo p. En la figura III-11 se muestra un esquema del mismo. Se hace pasar corriente a través del resistor ("patas" 1 y 3) y al aplicarse una presión sobre el flujo de corriente, se establece un campo eléctrico que es detectado como una diferencia de potencial a través de un divisor de voltaje simple ("patas" 2 y 4) ( 52 ).

Siguiendo las indicaciones del fabricante, se conectó a una fuente de voltaje directa de  $3.000 \pm .001$  v, a través de una resistencia de  $1.80$  k .



**FIGURA E-1**  
**(a)** Apariencia del transductor de presión.  
**(b)** Conexión del transductor de presión.

Se calibró el transductor de presión con un manómetro de mercurio, los datos obtenidos se encuentran graficados en la figura III-12. Con el método de mínimos cuadrados se encontró la siguiente relación lineal entre los datos:

$$P = (142.627 * V - 0.4859 \pm 0.013) * 10^5 \text{ Pa} \quad (3.3)$$

V en volts, el coeficiente de correlación es de 0.9983. Según las especificaciones del transductor su respuesta es lineal con un error del 0.05% en el rango de 0 a 100 kPa, por lo que se puede extrapolar dicha relación en este rango.

La salida del transductor de presión se conectó al sistema de adquisición de datos.

#### Presión en el interior del tubo aislante:

Como ya se mencionó, se colocó un tubo exterior al termosifón con el fin de reducir la transferencia de calor con el medio ambiente. La presión en el interior de este tubo fue medida con un vacuómetro Bourdon modelo Bronce Econo.

La presión en el interior del tubo se redujo a menos de 100 Pa aproximadamente, manteniéndose en funcionamiento la bomba de vacío.

#### c) Nivel de llenado del termosifón

FIGURA III-12

Gráficas de presión contra velocidad para el  
transductor de presión estándar el calibrar-  
lo con un manómetro de mercurio.

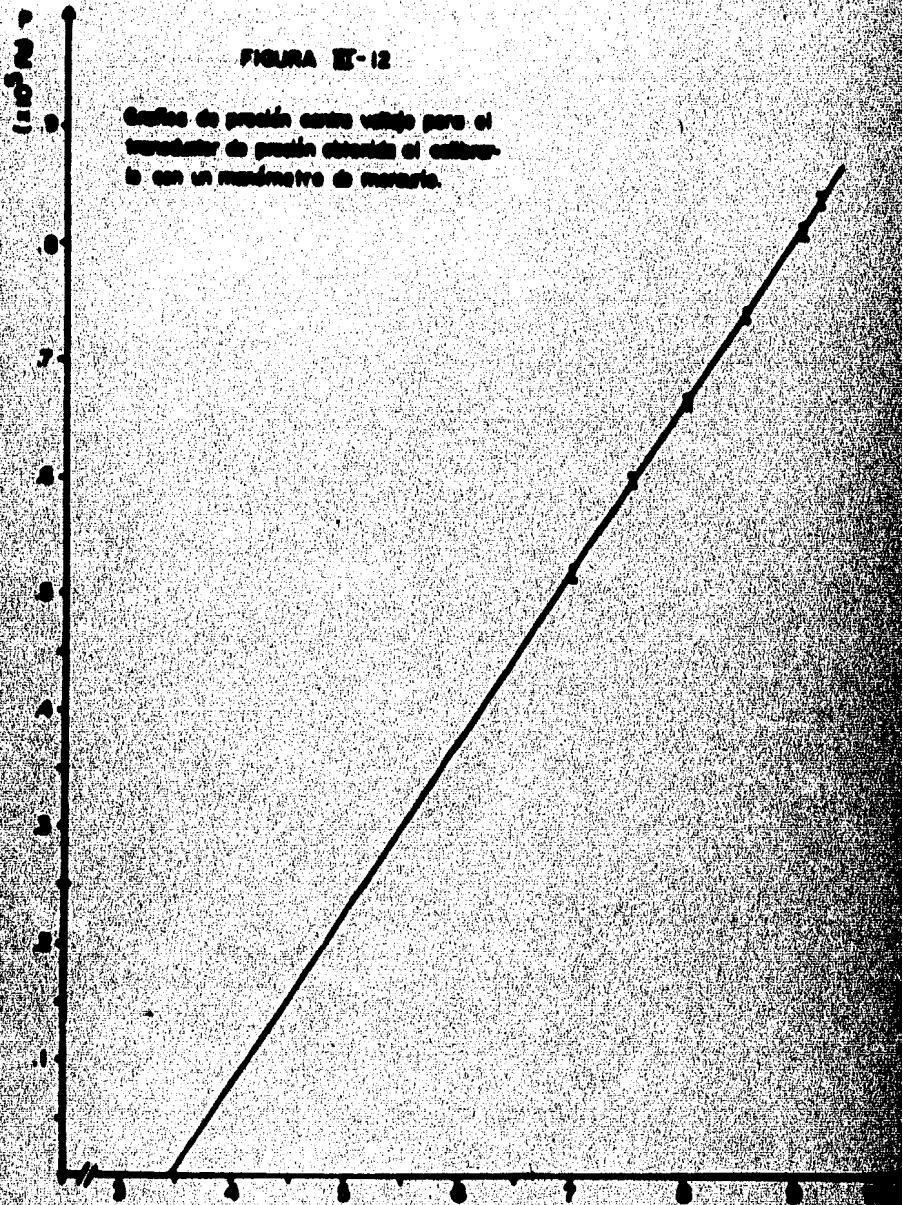
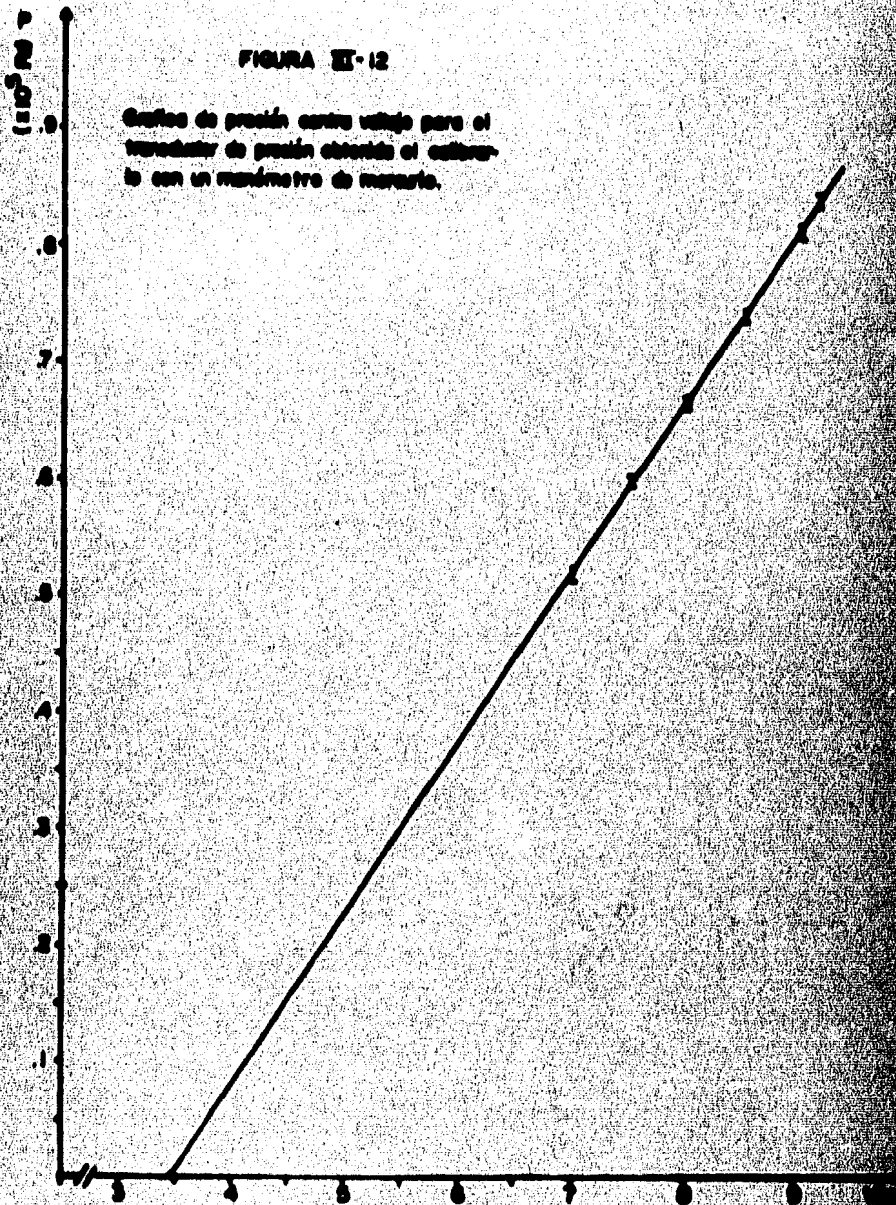


FIGURA III-12

Costos de presión contra utillaje para el  
transferido de presión obtenida el calor-  
to con un manómetro de mercurio.



El nivel de llenado del termosifón se mide con una escala milimétrica fija al tubo termosifón, cuyo origen se encuentra a la altura de la superficie del intercambiador de calentamiento en contacto con el fluido de trabajo.

#### d) Flujo del agua de circulación

Se miden el flujo del agua caliente y el del agua fría, mediante la medición del tiempo de llenado de una probeta con capacidad de un litro, puede haber alguna fluctuación transitoria debido a la presencia de burbujas de aire, sin embargo no se registró ninguna variación en las temperaturas de entrada de los flujos de calentamiento y de enfriamiento, por lo que se pueden despreciar tales fluctuaciones.

#### e) Características cualitativas

Estas se obtienen a través de la visualización directa del interior del termosifón y la filmación de video con una cámara, grabándose en videocassettes. Así se registraron los fenómenos cualitativos de la mitad inferior del tubo termosifón, lo que permite correlacionar los cambios en el campo de temperaturas en el termosifón y en la transferencia de calor a través del mismo con los fenómenos observados, así como estudiar la dinámica de las burbujas, su formación, estimar su volumen, su número y su frecuencia.

### 3.2 Sistema de adquisición de datos (SAD)

Se cuenta con un Sistema de adquisición de datos Hewlett Packard 3052A Automatic Data Acquisition System con velocidad de lectura en el modo operado de 3 lecturas/s ( 53 ), acoplado a una microcomputadora Hewlett Packard Serie 200 modelo 16 con 524128 bytes.

Se elaboró un programa para la adquisición de datos, este permite leer un máximo de 200 muestras, pudiendo leer los 15 canales disponibles por muestra (14 de termopares y 1 del transductor de presión) en intervalos mínimos de 5 s.

Este programa además de leer los voltajes del SAD los convierte directamente, según sea el caso, a temperatura con la ecuación (3.2) o a presión a través de la ecuación (3.3), archiva los datos para análisis posterior, y tiene la opción de graficar directamente las temperaturas registradas como función del tiempo. Este programa se encuentra en el Anexo A.

#### 4 METODO EXPERIMENTAL

En este capítulo se menciona el procedimiento seguido para probar el equipo construido y los cambios efectuados en el mismo. También se anota la rutina experimental propuesta después de efectuar algunas pruebas, así como valores sugeridos para algunos de los parámetros empleados.

##### 4.1 Prueba del equipo

###### a) Instrumentación con termopares capilares

Como ya se señaló, al principio se construyeron y colocaron termopares capilares, la técnica para realizar la unión bimetalica fue en un principio por flama. Posteriormente se usó arco eléctrico, sin que se notara



mayor resistencia de la unión bimetálica por este método. También la soldadura de los alambres al conector fue débil. Para proteger a los termopares se colocaron dentro de tubos capilares de plástico de 1.45 mm de diámetro interno (cateteres), dejando sólo al descubierto la punta sensora y para aquellos que quedaban dentro del termosifón, se selló la entrada al catéter con esmalte y se introdujeron al tubo por su correspondiente orificio, quedando cada uno sellado al tubo por medio de dos ar-sellos, este detalle puede observarse en la figura IV-1. Sin embargo al introducirlos, se rompió el sello de la entrada al cateter por lo que no se logró mantener la presión baja en el interior del tubo. La figura IV-2 muestra la gráfica de presión dentro del termosifón obtenida al abrir la válvula a la bomba de vacío y al cerrar esta; en este caso la presión mínima fue de  $0.53 \times 10^{-5}$  Pa y el tiempo en regresar a presión ambiental fue de 40 min. Se intentó estrangular los catéteres para evitar las fugas, sin embargo en algunos se rompió el termopar y el tubo de plástico. Por lo que se decidió reemplazar la parte entrante al termosifón por tubos capilares de vidrio del mismo diámetro exterior y una vez colocados se sellaron con pegamento para vacío "Torr Seal".

La unión del transductor de presión al orificio del tubo, hecha a través de una manguera flexible y en su interior un pedazo de tubo más rígido para evitar que al hacer vacío la manguera se colapsara. Además, fue reforzada con "ferro-fit" (manguera plástica que se contrae con el calor) y sellada con silicón.

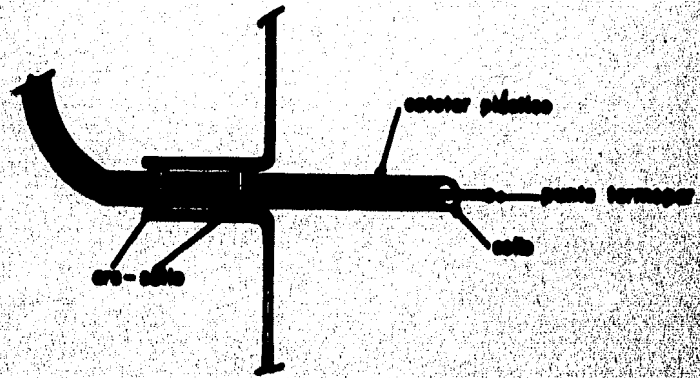


FIGURA II-1 Cabeza de la araña de los tarántulos el tarántulo (*Therapsora capitata*)

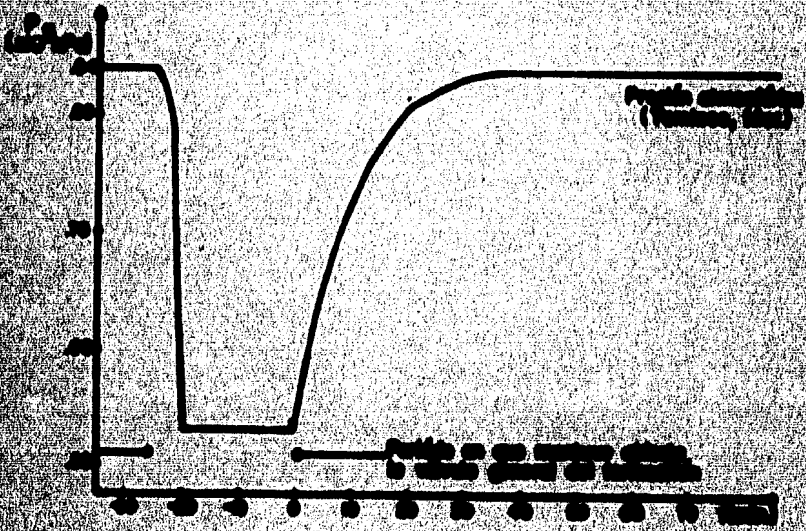
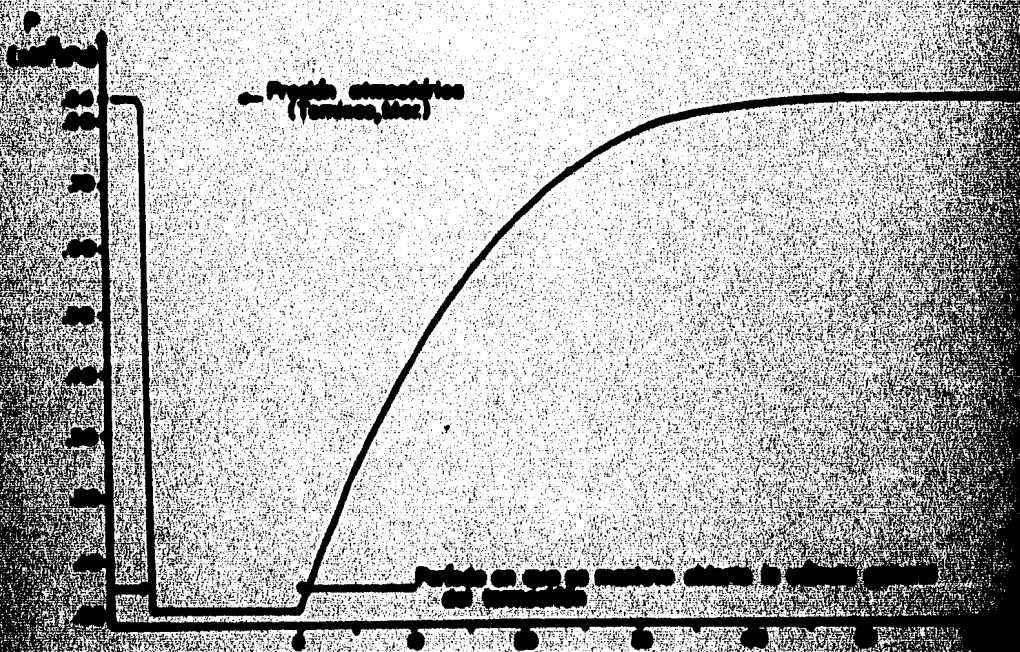


FIGURA II-2 Actividad eléctrica en el interior del tarántulo entre tiempo, el nivel volt en div y posterior claro de voltaje. El punto negro en el punto a la línea indica cuando se fue a la cabeza de la tarántula (*Therapsora capitata*).

En este caso la gráfica de presión, figura IV-3, muestra que aunque las fugas no fueron eliminadas, si se redujeron considerablemente, ya que se logró una presión mínima de  $0.02 \times 10^5$  Pa y el tiempo para que ésta regresara a la atmosférica fue de 50 min. Lo cual se consideró satisfactorio, ya que si se toma en cuenta que estas fugas se deben a la diferencia de presión entre el interior del termosifón y la ambiental, al colocar el tubo exterior o aislante, y reducir la presión en su interior, se disminuye considerablemente esta diferencia de presión y las fugas prácticamente se anulan. Entonces si se coloca rápidamente el tubo exterior y se reduce inmediatamente la presión en su interior, el aire que entre al termosifón será mínimo, en caso extremo representa un aumento de  $7 \times 10^{-2}$  Pa, correspondiente a un 2% de la presión en el termosifón, teniéndose así una cantidad casi despreciable de gases no condensables dentro del termosifón y una presión que permite tener ebullición a temperaturas menores a los 80 grados centígrados.

Así se realizaron algunos experimentos, sin embargo se tuvieron otros problemas, ya que al reducir la presión en el tubo exterior hubo fugas del agua de calentamiento por las conexiones a las mangueras, pese estar éstas sujetas con abrazaderas. Ningún sello probado (Torr Seal, E-pox) y silicon) resultó adecuado, se soldaron tubos de acero inoxidable a la salida del intercambiador de calentamiento y así se eliminaron las fugas. Los orificios en las intercambiadores para los termopares a la entrada y a la salida



**FIGURA E-3** Crítico presión en el interior de pistón con cámara de  
 levas con el eje y pistón de un motor de combustión interna.  
 La presión o tensión durante el ciclo de trabajo de un motor  
 cambia en función de la posición de la cámara de levas.  
 (Prueba con temperatura ambiente).

del agua fueron sellados con resina E-poxy.

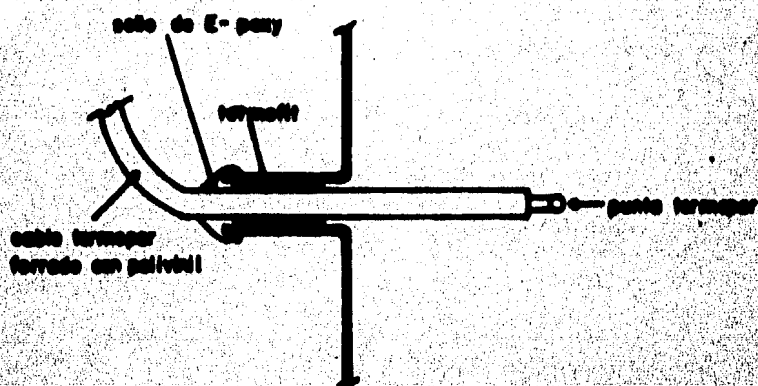
Una vez eliminadas las fugas de agua, se hicieron otra serie de experimentos, pero en estos, a pesar de haber revisado el estado de los termopares antes de iniciar cada experimento, uno o más de ellos dejaban de funcionar, sin haber aparentemente ningún movimiento de los mismos. Como en estas circunstancias, no se tenían todos los valores de temperatura de entrada y salida de los intercambiadores y no se podía evaluar los flujos de calor y por tanto la eficiencia del termosifón, se decidió efectuar el cambio de todos los termopares a un calibre más grueso, aunque por razones de disponibilidad en nuestro país, se tuvieron que colocar, como ya se mencionó en el capítulo anterior, termopares de 0.8 mm de diámetro, ocasionando pérdidas de calor al sistema, por conducción a través de cada alambre.

#### b) Instrumentación con termopares calibre 20.

La unión fue más fácil de hacer en este tipo de termopares, así como la soldadura de los alambres al conector.

Sin embargo se tuvo que cambiar el sello de los termopares al vidrio, se quitaron los aro-sellos y se usó como empaque un fragmento de "termofit", sellando con "Torr-seal" y después "E-poxy", tal como se ilustra en la figura IV-4.

Este procedimiento parece ser satisfactorio, ya que se obtuvo una presión mínima al hacer vacío de  $5 \times 10^{-2}$  Pa que regresó a la atmosférica en más de dos horas. Véase la



**FIGURA IV-4** Detalle de la entrada de los termopares al termocell.  
(termopares calibre 30).

gráfica de la figura IV-5.

Como al reducir la presión en el exterior continuaron las fugas a través de los orificios de los termopares colocados dentro de los intercambiadores, se pensó cerrar el orificio y medir las temperaturas de entrada y salida del agua de calentamiento y enfriamiento, tomando la temperatura en la pared de los tubos de entrada y salida, sin embargo, pruebas como la de la figura V-6 muestran una gran diferencia (hasta del 30%) entre la temperatura de entrada del agua de calentamiento con la correspondiente temperatura de pared, por lo que se decidió no eliminar dichos orificios, sino que se soldaron pequeños tubos guía en los orificios de los tubos de entrada y salida de los intercambiadores y así evitar movimientos del termopar y la ruptura del sello hecho con "E-poxy". Este detalle se ilustra en la figura IV-7.

Después de todas estas modificaciones se hicieron algunas pruebas, comprobando que las fugas de agua habían sido eliminadas, y reducido las fugas del termosifón, así como la confiabilidad de los termopares.

#### 4.2 Procedimiento experimental

Basándose en las pruebas preliminares se propone el siguiente procedimiento experimental, que puede dividirse en tres partes:

## PRESTION

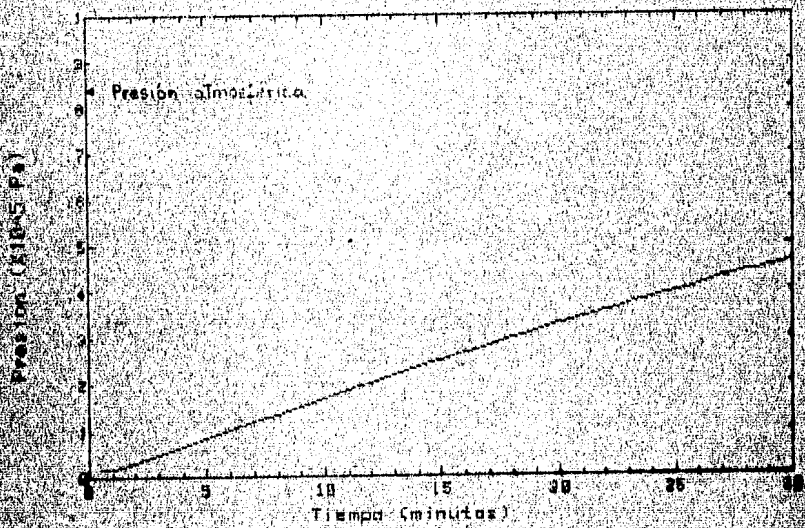
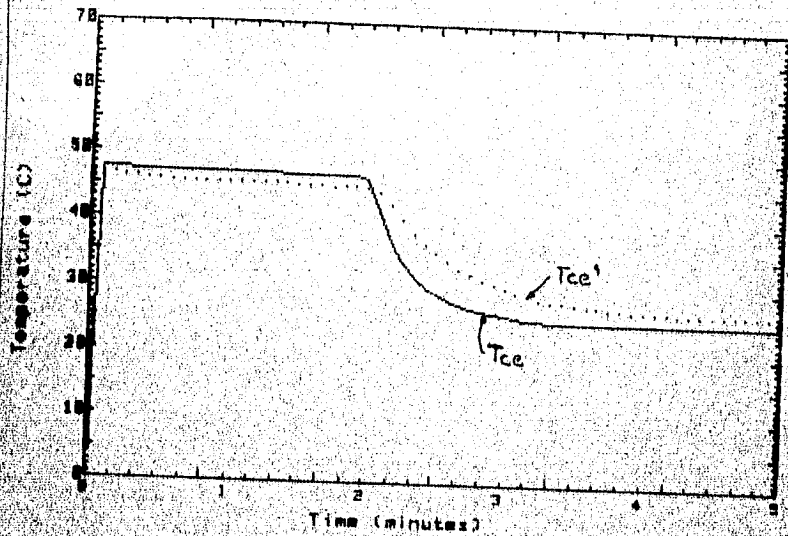


FIGURA 2-5 Gráfica presión en el termocélula contra tiempo, al hacer vacío en este y posterior cierre de válvula (Prueba de tanques contra ED).



### FLUID TEMPERATURES



### FLUID TEMPERATURES

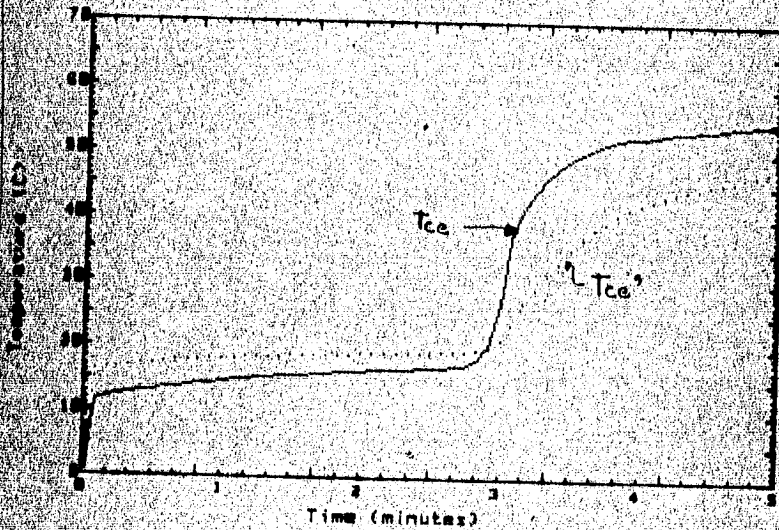


Figura IV-6 Se grafican las temperaturas del agua de calentamiento a la entrada del intercambiador,  $T_{ce}$  se mide directamente en el agua y  $T_{ce}'$  se mide en la pared del tubo de entrada al intercambiador de calentamiento.

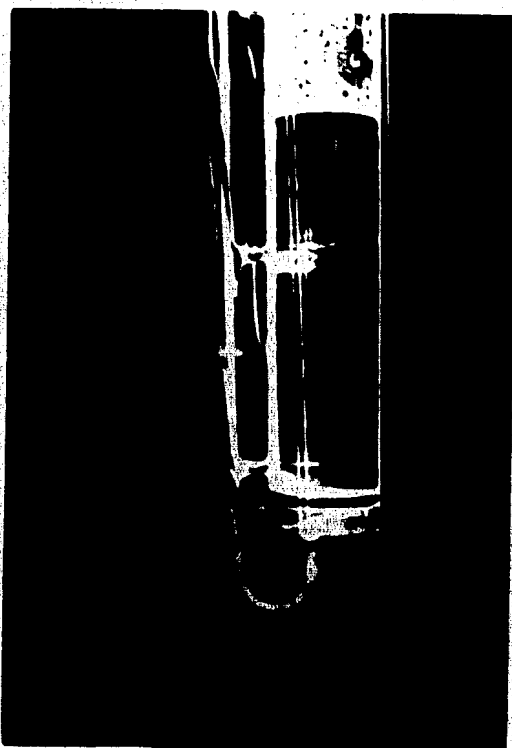


Figura IV 7 Localización de los termopares en la zona de líquido e intercambiador de calentamiento.

- a) Preparación al comenzar el día
- b) Preparación para cada experimento
- c) Rutina experimental

Se elaboraron tarjetas con los pasos a seguir en cada uno de los puntos anteriores, para anotar en cada uno de los experimentos el cumplimiento de todos los pasos y el valor utilizado para cada parámetro, esto con el fin de asegurar que ningún paso sea omitido.

a) Preparación al comenzar el día

- 1.- Prender la cuba de calentamiento
- 2.- Poner hielo picado y agua en los termos y trampa fría
- 3.- Encender fuente de voltaje a  $3.000 \pm .001$  v
- 4.- Hervir agua bidestilada
- 5.- Regular los flujos del agua de calentamiento y del agua de enfriamiento. Cerrar válvulas de paso
- 6.- Sincronizar el reloj del SAD con el reloj colocado junto al termosifón
- 7.- Preparar cámara y videgrabadora

En lo que respecta a los flujos de calentamiento y enfriamiento, después de algunas pruebas se concluyó que conviene usar flujos similares en ambos intercambiadores, así como un flujo "medio", es decir, lo suficientemente lento para

tener diferencias de temperatura a la entrada y salida de cada intercambiador mayores a  $1^{\circ}\text{C}$  y evaluar con menor error los flujos de calor, pero suficientemente rápido para que esta diferencia no sea mayor a  $2^{\circ}\text{C}$  y poder así suponer temperatura homogénea en cada intercambiador, además de evitar mayores pérdidas de calor a través de la manguera de circulación del agua de calentamiento.

Este flujo "medio" resultó ser aproximadamente de  $4.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  ( $0.25 \text{ l}/\text{min}$ ), por lo que se sugiere regular ambos flujos a un valor cercano a este.

b) Preparación para cada experimento:

- 1.- Anotar temperatura ambiente
- 2.- Llenar el termosifón con la cantidad deseada de fluido de trabajo. Anotar altura de llenado
- 3.- Medir y anotar flujo de agua de calentamiento
- 4.- Medir y anotar flujo de agua de enfriamiento
- 5.- Revisar que las temperaturas de referencia se encuentren a  $0^{\circ}\text{C}$
- 6.- Controlar y anotar la temperatura de la cuba de calentamiento
- 7.- Preparar videograbadora, anotar número de inicio de grabación
- 8.- Preparar sistema de adquisición de datos

- anotar número de canales
- anotar el orden de entrada de los canales
- anotar el intervalo de lecturas
- anotar el número de muestras
- anotar el tiempo total de muestreo
- 9.- Abrir válvula de suministro de agua al tanque del agua de enfriamiento

#### c) Rutina experimental

- 1.- Abrir la válvula general
- 2.- Encender la bomba de vacío del interior del termosifón
- 3.- Encender la bomba de vacío del tubo aislante
- 4.- Abrir la válvula a la bomba de vacío del termosifón, esperar a que se estabilice la presión
- 5.- Cerrar la válvula general
- 6.- Atornillar la brida y cerciorarse de que baje la presión en el interior del tubo aislante
- 7.- Inicio de toma de datos por el SAD.
- 8.- Inicio de videgrabación
- 9.- Abrir la válvula de paro del agua de calentamiento y la del agua de enfriamiento, anotar tiempo
- 10.- Anotar presión en el tubo exterior
- 11.- Anotar tiempo y eventos observados
- 12.- Al terminar el tiempo de muestreo, parar la videgrabadora, anotar número del término de la grabación

- 13.- Cerrar válvulas de los flujos de agua de calentamiento y de enfriamiento
- 14.- Apagar bomba de vacío tubo exterior
- 15.- Cerrar válvula de suministro de agua al tanque regulador del agua de enfriamiento

Dado que el objetivo de esta tesis es el diseño y construcción de un termosifón cerrado en dos fases y la prueba del mismo, se realizaron algunos experimentos preliminares que muestran algunos fenómenos interesantes y llevan a proponer una serie de experimentos específicos con el fin de estudiarlo con más detalle en el futuro.

Estos experimentos se realizaron variando la altura de llenado (0.009, 0.050, 0.097 y 0.150 m) y la temperatura de entrada del agua de calentamiento. Como parámetro se reguló la temperatura de la cuba de calentamiento a 40, 60 y 80 °C. Inicialmente se operó el termosifón en la forma descrita e iluminado por un foco para obtener una mejor imagen en el video, sin embargo como se pensó que esto suministró un calor adicional al enfriador, se hicieron pruebas tapando el enfriador para evitar que recibiese dicha radiación. También se hicieron pruebas cubriendo todo el termosifón, poniendo papel aluminio pegado al interior del tubo aislante, para disminuir así las pérdidas por radiación. El efecto de estas variaciones se discute en detalle en el siguiente capítulo.

## 5. RESULTADOS Y ANALISIS

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos en los experimentos. En la primera sección se señala la metodología del análisis de los resultados. En la siguiente sección se presenta un estudio paramétrico, analizando y discutiendo resultados locales y globales como función de la temperatura de la cuba de calentamiento y la altura de llenado del termosifón mismos que se resumen en el Cuadro V-1; en esta sección se incluyen las pruebas de repetibilidad del experimento y un estudio del efecto de gases no condensables y de la presión, así como los efectos radiativos.

### 5.1 Metodología del análisis

Tal como se anotó en el capítulo 3, los datos de temperaturas y presión obtenidos en cada experimento se almacenaron en la memoria de la computadora. Se registraron los valores de temperatura ambiente, altura de llenado de líquido, flujos de agua de calentamiento y de enfriamiento y la presión en el tubo aislante. Los fenómenos observados

en la zona inferior del termosifón, donde se encuentra el líquido, se grabaron en videocassettes.

Para procesar estos datos se elaboraron cuatro programas de computación, cuyos listados se encuentran en el Apéndice B.

"GRAF-TEM" grafica la temperatura registrada por uno o varios termopares a lo largo del experimento. "GRAF-PRES" grafica la presión registrada por el transductor a lo largo de cada experimento.

"GRAF-EFI" grafica los flujos de calor de entrada  $Q_c$  y de salida  $Q_e$  al termosifón, usando las siguientes ecuaciones:

$$Q_c = \dot{v} C_p (T_{ce} - T_{cs}) \quad \dots(5.1)$$

donde  $\rho = 988 \text{ Kg/m}^3$  y  $C_p = 4.181 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$  evaluados a  $T = 50^\circ\text{C}$ .

$\dot{v}$  = (flujo volumétrico en  $\text{m}^3/\text{s}$ )

$$Q_e = \dot{v} C_p (T_{es} - T_{ee}) \quad \dots(5.2)$$

donde  $\rho = 997 \text{ Kg/m}^3$  y  $C_p = 4.181 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$  evaluados a  $T = 25^\circ\text{C}$ .

$\dot{v}$  = (flujo volumétrico en  $\text{m}^3/\text{s}$ )

Este código, grafica también la eficiencia y la conductividad térmica efectiva (35) del termosifón definidas respectivamente como:

$$E_{fi} = Q_e / Q_c \quad \dots(5.3)$$

$$K_{ef} = (q_e / A) (L / T) \quad \dots(5.4)$$

donde el área del calentador  $A$  tiene el valor de  $0.00197 \text{ m}^2$ ,

la longitud  $L$  del termosifón es  $0.49 \text{ m}$  y

$T = (T_{ce} + T_{cs}) / 2 - (T_{ee} + T_{es}) / 2$

Para analizar los campos de temperatura y de presión en el interior del termosifón en un momento determinado se utiliza "GRAF-CAMP" que grafica las temperaturas registradas por cada termopar en función de su altura, se considera la



temperatura de la superficie del calentador ( $z=0$ ) como el promedio de las temperaturas de entrada y salida de este intercambiador, la temperatura de la superficie del enfriador ( $z=0.49$  m) se considera a su vez como el promedio entre las temperaturas de entrada y salida del mismo. Este programa también grafica el campo de presión suponiendo que en toda la región de vapor la presión es aproximadamente la registrada por el transductor y en la región del líquido se aumenta la presión hidrostática según la relación:

$$P(z) = P_0 + \rho g(V-z) \quad 0 < z < V \quad \dots(5.5)$$

$$\text{con } \rho = 988 \text{ Kg/m}^3 \quad g = 9.8 \text{ m/seg}^2$$

Sobre la misma gráfica, se muestra el campo de presión de saturación correspondiente a la temperatura registrada por los termopares. Esta se calcula utilizando la siguiente ecuación (54):

$$\log P = 9.4051 - 2353/(T+273.16) \quad \dots(5.6)$$

donde T se encuentra en °C y P en  $10^2$  Pa.

Una vez obtenidas las gráficas de temperatura, presión, flujos de calor, eficiencia y conductividad efectiva para cada experimento, se escogió una muestra que tuviese eficiencia y conductividad efectiva iguales al promedio de cada uno de estos valores para calcular con los datos de la muestra promedio calcular la incertidumbre asociada a cada cantidad utilizando el análisis de errores que se encuentra en el Anexo D.

## 5.2 Estudio paramétrico

En el Cuadro V-1 se encuentran tabulados los resultados obtenidos en los experimentos realizados (usando termopares calibre 20) bajo diferentes condiciones de operación.

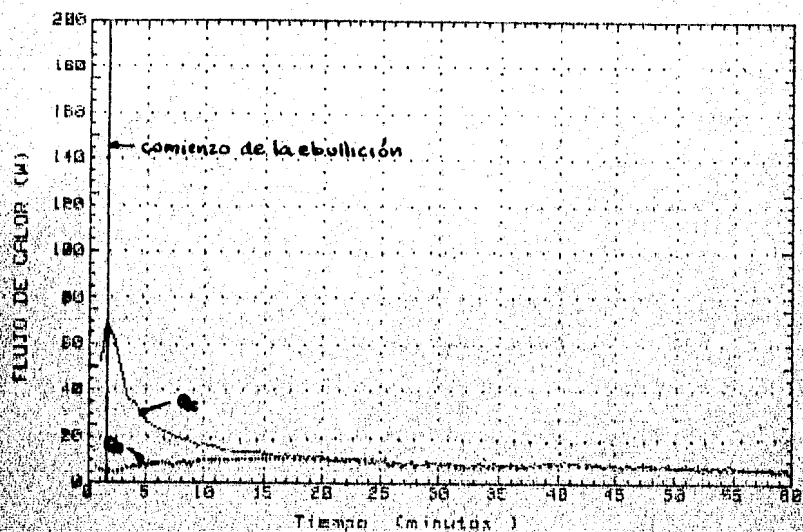
A continuación se señalan las variaciones cualitativas y cuantitativas obtenidas al cambiar la altura del llenado del termosifón y la temperatura de la cuba.

En las figuras V-1 se muestran los resultados del experimento 3 efectuado con una temperatura de la cuba de  $40^{\circ}\text{C}$  y una altura de llenado de  $0.009\text{ m}$  ( $V\pm=0.02$ ) coincidente con la localización del termopar T1, quedando T2 a T6 en la región de vapor. En la figura V-1a) se presentan los flujos de calor como función del tiempo obtenidos a partir de la información de las temperaturas de entrada y salida a los intercambiadores. Como se observa de la figura, al iniciarse el calentamiento y el enfriamiento empieza a aumentar rápidamente el suministro de calor, que se emplea inicialmente en calentar la masa térmica del intercambiador y el fluido de trabajo en su vecindad. Este proceso toma aproximadamente 2 minutos, tiempo en el que la temperatura del intercambiador alcanza un valor de aproximadamente  $34^{\circ}\text{C}$ . En este punto, el flujo de calor alcanza un máximo y empieza a descender hasta tomar a los 25 minutos un valor aproximadamente constante; este máximo en el flujo de calor coincide con el inicio súbito de la ebullición en la superficie del calentador, que va disminuyendo en intensidad y frecuencia hasta convertirse en una ebullición intermitente con aproximadamente 80 burbujas por minuto. Esta disminución en la formación de burbujas se debe a que al iniciarse la

40	0.009	1	N 1/2 (ebul. intermitente)	248.5 ± 2.2	272.7 ± 2.6	0.0012	21.4	21.6	22.0	34.5	14.0 ± 1.3 (20%)	9.5 ± 0.2 (6%)	88 ± 6 (18%)	197 ± 10 (8%)	27	6.8	60
		2	N 1/2 (ebul. intermitente)	248.5 ± 2.005	272.7 ± 2.006	0.0010	21.9	21.8	23.0	20.1	14.5 ± 2.2 (23%)	15.1 ± 0.9 (6%)	105 ± 30 (27%)	291 ± 29 (18%)	26	9.3	90
		3	N 1/2 (ebul. intermitente)	266.7 ± 3.0	262.0 ± 4.1	0.0418	31.5	25.9	11.6	31.7	9.2 ± 3.0 (33%)	9.1 ± 0.5 (5%)	98 ± 37 (38%)	193 ± 19 (7%)	26	7.9	80
		4	T(a) 1/2 (ebul. intermitente)	248.5 ± 2.005	272.7 ± 0.6	0.0475	37.7	25.9	11.6	31.8	10.3 ± 3.3 (32%)	7.6 ± 0.5 (7%)	73 ± 28 (36%)	160 ± 15 (9%)	27	7.1	75
		5	F papel blanco	272.7 ± 3.0	278.4 ± 4.1	0.0454	38.0	25.0	13.1	31.6	26.2 ± 3.0 (11%)	13.3 ± 0.8 (6%)	50 ± 9 (18%)	251 ± 18 (7%)	26	12.0	80
		6	F <sup>1</sup> papel alum.	278.5 ± 12.2	272.7 ± 20.6	0.0444	36.7	24.6	12.1	30.7	8.3 ± 3.3 (40%)	11.4 ± 0.7 (6%)	137 ± 63 (46%)	233 ± 20 (9%)	26.5	9.0	75
		7	F papel alum.	272.7 ± 1.3	266.7 ± 1.8	0.0645	39.0	25.9	13.1	32.5	13.2 ± 3.0 (23%)	20.4 ± 1.2 (6%)	154 ± 49 (29%)	365 ± 18 (5%)	27	10.1	60
0.050	8	T(c) 1/2 (pocas y pequeñas burbujas)	275.2 ± 1.3	270.3 ± 1.8	0.0335	38.4	27.1	11.3	32.8	22.4 ± 3.1 (14%)	15.0 ± 0.9 (6%)	66 ± 13 (20%)	330 ± 20 (8%)	26.5	9.5	90	
	9	F papel alum.	274.0 ± 1.3	271.5 ± 4.8	0.0450	39.7	27.1	12.6	33.4	11.4 ± 3.0 (26%)	18.6 ± 1.1 (6%)	165 ± 54 (33%)	372 ± 22 (8%)	26.5	11.0	90	
0.097	10	T(c) 1/2 (p.u.p. burbujas)	281.7 ± 4.5	370.4 ± 4.9	0.0509	37.9	26.2	11.7	32.0	25.7 ± 4.1 (16%)	19.5 ± 1.1 (6%)	74 ± 16 (21%)	419 ± 22 (5%)	25	18.3	90	
60	0.009	11	N 1/2	298.5 ± 0.205	360.0 ± 8.5	0.1403	52.0	26.0	26.0	39.0	63.9 ± 3.3 (5%)	22.5 ± 1.0 (4%)	35 ± 3 (9%)	215 ± 17 (3%)	27	22.8	45
		12	N 1/2 (convección)	298.5 ± 0.005	272.7 ± 0.006	0.2008	52.5	24.2	24.3	38.9	26.3 ± 3.3 (9%)	24.6 ± 1.4 (9%)	32 ± 3 (9%)	216 ± 20 (9%)	27.5	21.7	60
		13	F <sup>1</sup> papel alum.	298.5 ± 12.2	272.7 ± 20.6	0.1505	55.6	27.9	27.8	41.8	41.2 ± 3.3 (8%)	24.6 ± 1.4 (6%)	60 ± 1 (2%)	220 ± 10 (8%)	27	25.0	60
		14	T(z) 1/2	272.7 ± 4.5	272.0 ± 3.4	0.1326	53.8	28.2	25.6	41.0	74.0 ± 3.0 (9%)	26.8 ± 1.5 (6%)	33.1 ± 3 (9%)	256 ± 21 (8%)	26	23.5	60
		15	T(c) 1/2	277.2 ± 4.5	367.0 ± 3.4	0.1445	53.5	27.2	26.3	40.4	73.3 ± 3.0 (9%)	30.6 ± 1.3 (4%)	42 ± 3 (7%)	290 ± 19 (7%)	26	24.3	60
0.050	16	T(a) 1/2	272.5 ± 4.6	399.7 ± 5.4	0.1860	59.6	26.9	32.7	43.3	91.9 ± 3 (3%)	39.9 ± 1.7 (4%)	43 ± 3 (7%)	309 ± 10 (7%)	25	31.0	60	
80	0.009	17	N 1/2	298.5 ± 0.005	354.7 ± 5.9	0.2095	55.6	27.1	32.0	46.4	140.3 ± 3 (2%)	34.9 ± 1.5 (4%)	25 ± 2 (2%)	226 ± 18 (8%)	27.5	35.4	45

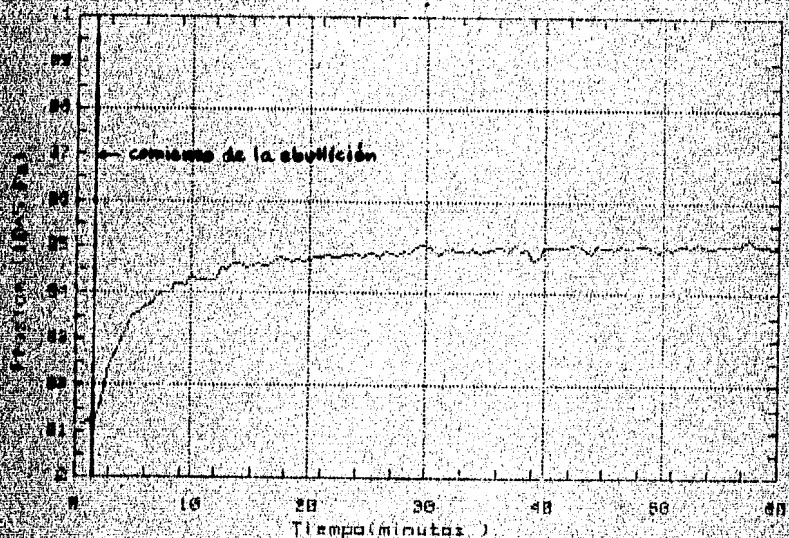
Simbología: (N 1/2) Transferencia normal, iluminado por un foco desde la parte superior  
 (N 3/2) Transferencia normal, sin iluminación especial  
 (T(a) 1/2) Se ilumina el transferidor pero se cubren el calentador para evitar flujo extra de calor hacia el mismo  
 (F papel blanco) Se cubren el transferidor iluminado papel blanco en la pared interior del tubo aislante  
 (F<sup>1</sup> aluminio) Se cubren el transferidor iluminado papel aluminio en la pared interior del tubo aislante (F<sup>2</sup> se agrega al papel)

## FLUJO DE CALOR



**FIGURA 2-1a) Flujo de calor en el calentador C<sub>2</sub> y el enfriador C<sub>1</sub> durante el experimento 3.**

## PRESION EN EL TERMOFIFON



**FIGURA 2-1b) Presión durante el experimento 3.**

ebullición aumenta rápidamente la presión en el interior del termosifón, como puede verse en la figura V-1b), lo que produce una diferencia menor entre la presión en el fluido cercano a la parte inferior del termosifón y la presión de saturación correspondiente a su temperatura; como se puede comparar en la figura V-1c) que muestra los campos de presiones a los 3 minutos y a los 20 minutos de haberse comenzado el experimento. En la figura V-1d) se muestra la temperatura como función del tiempo para diferentes posiciones. En ella se observa un cambio en la pendiente de cada una de las curvas de temperatura a lo largo del experimento, lo que indica un cambio en el mecanismo de transferencia de calor local, es decir, el aumento de la temperatura local con una pendiente pequeña denota la transferencia de calor a ese punto por conducción y el fuerte aumento en la pendiente denota que el vapor en esa región empieza a involucrarse en el movimiento convectivo. Este cambio ocurre a tiempos cortos para las regiones inferiores, sin embargo para la región superior tarda más de 15 minutos. Es interesante notar una correlación entre este cambio local del mecanismo de transferencia con los fenómenos observados: la condensación de goteo que se inicia poco después de la ebullición, se forma en la pared lateral del termosifón en la parte inferior de la zona de vapor y empieza a ascender conforme ocurre el cambio de pendiente en la curva de temperatura de esa región. Por ejemplo, el cambio en la pendiente de la temperatura T6 sucedió a los 16 minutos de iniciado el experimento y la condensación a la altura correspondiente a dicho termopar se observó a los 18 minutos

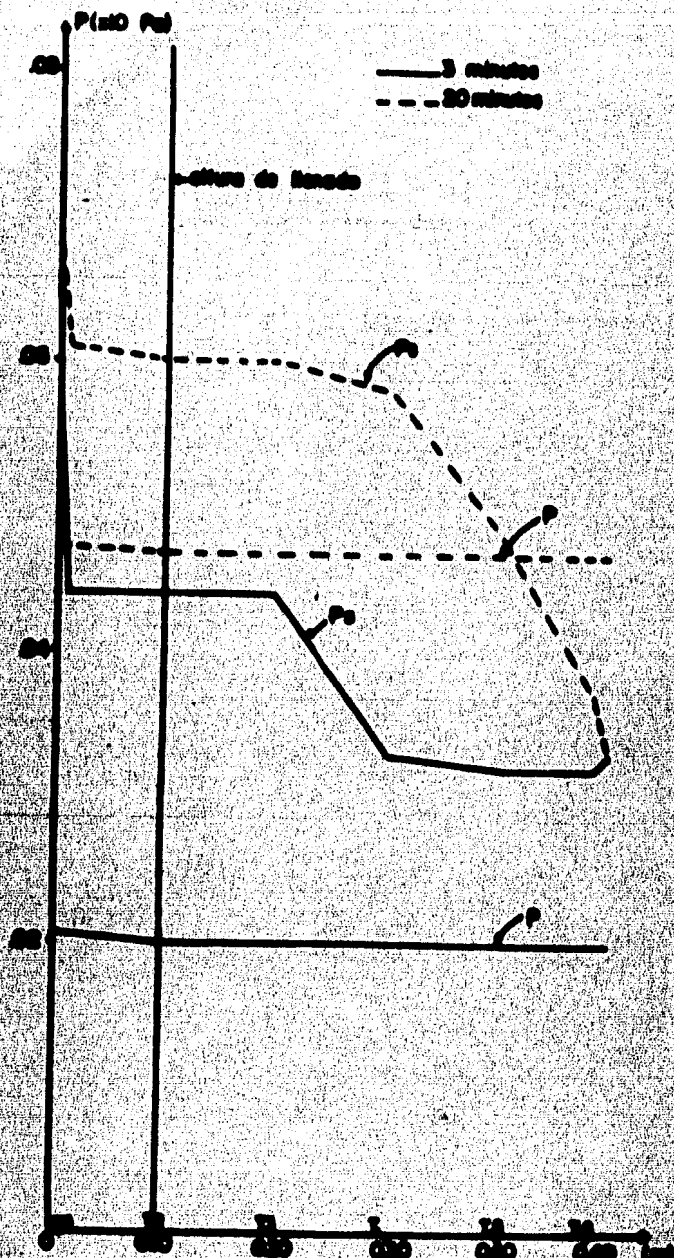


FIGURA 2-14) Curvas de proteína  $P$  comparadas con las curvas de grado de saturación, a los 3 y 20 minutos de haber comenzado el experimento.

aproximadamente. Posteriormente se tuvo condensación en la superficie del enfriador, aunque esta fue escasa. Esta figura muestra también que la temperatura de entrada al intercambiador de calentamiento alcanza su valor en estado estacionario en aproximadamente 10 minutos. Sin embargo, la temperatura del sistema en posiciones más lejanas al intercambiador de calentamiento toma tiempos más largos para encontrar su valor en estado estacionario. A los 60 minutos que duró el experimento, el campo de temperaturas es tal que la zona superior se halla a una temperatura cercana a la del enfriador, como se observa claramente en la figura V-1d). Esto se debe a que la convección en dicha zona es pobre dada la proporción de llenado ( $V=0.02$ ) y la temperatura de operación ( $T_{op}=31^{\circ}\text{C}$ ), esto se observa claramente en la figura V-1c). La eficiencia y la conductividad efectiva se muestran en las figuras V-1e) y f) respectivamente. En el primer caso se puede afirmar que el sistema opera con una eficiencia cercana al 78% una vez que se encuentra en estado estacionario. La conductividad efectiva encontrada al llegar al estado estacionario es de aproximadamente  $193 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$ . Es importante notar que si bien la curva presenta oscilaciones de frecuencias del orden de un minuto, las fluctuaciones alrededor del valor promedio son en la mayoría de los casos de  $\pm 20 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$ . Las oscilaciones reales pueden ser de una frecuencia menor puesto que el muestreo en este caso se llevó a cabo cada 30 segundos.

En el experimento B, al aumentarse la altura de llenado del termosifón a  $0.05 \text{ m}$  ( $V=0.10$ ), manteniéndose la temperatura de la cuba a  $40^{\circ}\text{C}$  se observaron algunos cambios en el

## TEMPERATURA DEL TERMOGLIFUM

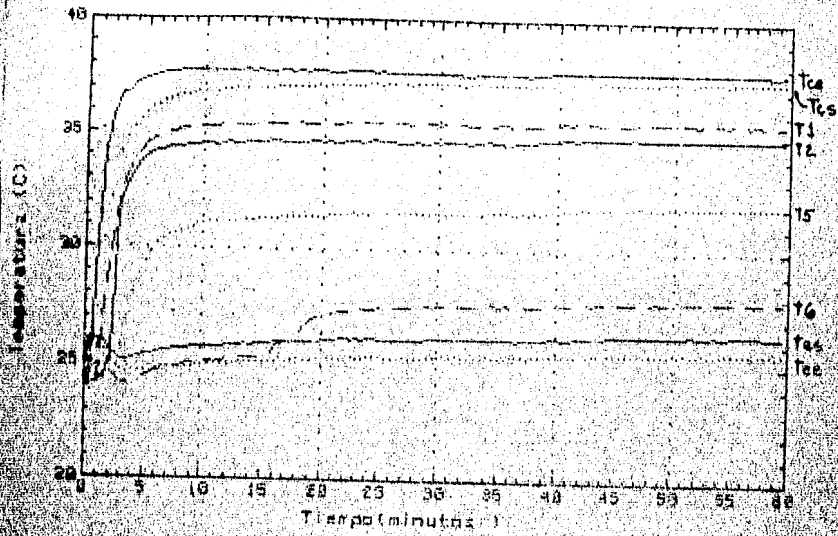


Figura 2-1) de Temperaturas a lo largo del tiempo durante el experimento 2.

## EFICIENCIA

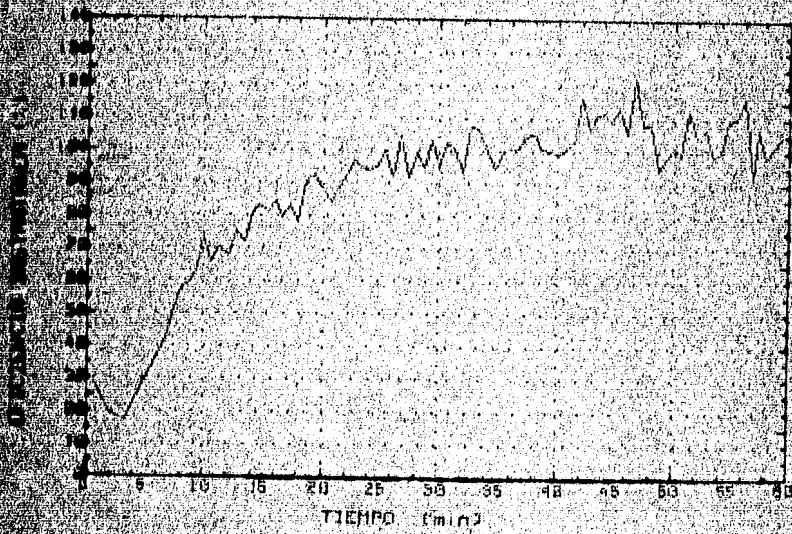


Figura 2-1) de Eficiencia en el experimento 2.



# CONDUCTIVIDAD EFECTIVA

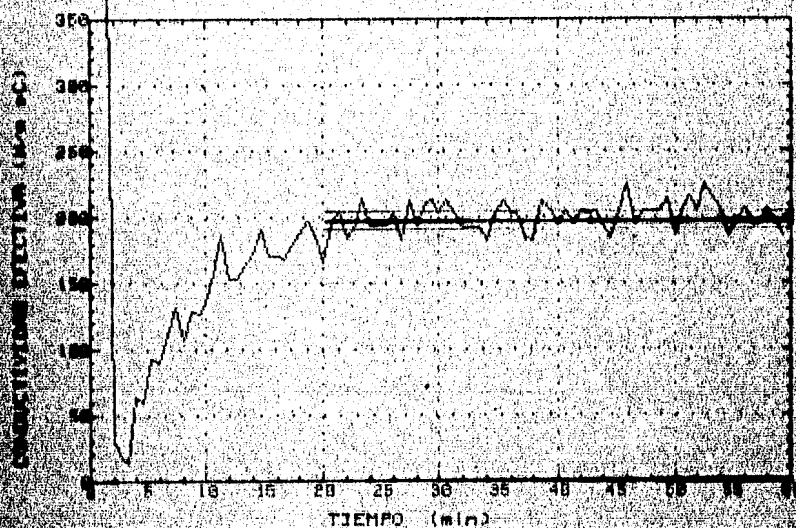


Figura 2-11) Conductividad efectiva obtenida durante el experimento 3.

comportamiento del termosifón. El cambio de fase se inició en sitios localizados tanto en la pared del intercambiador de calentamiento como en la pared lateral, de donde se desprendían pequeñas burbujas de diámetros menores a 0.5 mm. Se observó que el desprendimiento ocurría primero en las partes superiores del volumen del líquido. Algunos de los sitios de formación de burbujas sobre la superficie del calentador se mantienen como sitios de nucleación a todo lo largo del experimento, mientras que aquellos situadas en la pared lateral sólo se manifiestan al inicio del experimento. Al igual que en el experimento 3, en éste se alcanzó un máximo en el flujo de calor del calentador, coincidiendo con el comienzo de la ebullición aunque en este caso el efecto es menos notorio. El tipo de ebullición observada en este experimento es inicialmente con burbujas de diámetro aproximado de 4 mm en la superficie del calentador, sobre todo en la zona de contacto entre el vidrio y el cobre. Estas burbujas no se separan de la superficie del calentador, sino que se abren y cierran instantáneamente dejando escapar una pequeña fracción de su vapor que inmediatamente toma la forma de pequeñas burbujas no mayores a 1 mm de diámetro y así ascienden hasta la interfase líquido-vapor. Para tiempos mayores a 5 minutos la ebullición se hace intermitente, observándose desprendimiento de pequeñas burbujas individuales cada minuto de manera alternada, en puntos localizados de la superficie del calentador. Un fenómeno interesante observado con este volumen de llenado es la presencia de oscilaciones en la interfase entre el líquido y

el vapor antes de la generación de la burbuja, mismas que permitieron predecir con segundos de anticipación la formación de la burbuja. Como puede notarse de las gráficas de presión durante el experimento 3 (figura V-1b) y el experimento 8 (figura V-2a)), la presión de operación del sistema no varía de manera sustancial con el llenado ( $0.5 \times 10^5$  Pa). La curva de presión en el experimento 8 no presenta un aumento tan marcado como la correspondiente al experimento 3, debido a que la temperatura promedio al iniciarse el experimento 8 fue mayor como se muestra en la figura V-2b). El comportamiento de las temperaturas es similar para tiempos largos en ambos experimentos, aunque al principio varían dado las diferentes condiciones iniciales. Es importante señalar que la temperatura del termopar T6 muestra un notorio aumento aproximadamente 13 minutos después de haberse iniciado el experimento. Este fenómeno es similar al descrito en el experimento 3, aunque en este último caso se presenta unos minutos antes. Esto puede explicarse a la luz de la discusión anterior debido a que en el experimento 8 la distancia entre la interfase vapor líquido y el intercambiador de enfriamiento se ha reducido y por consiguiente la zona de convección llega a la parte superior en un tiempo menor. La eficiencia y la conductividad efectiva para este llenado son similares a las discutidas en el caso anterior, aunque la conductividad efectiva es ligeramente superior en este experimento.

El comportamiento del experimento 10 efectuado igualmente

el vapor antes de la generación de la burbuja, mismas que permitieron predecir con segundos de anticipación la formación de la burbuja. Como puede notarse de las gráficas de presión durante el experimento 3 (figura V-1b)) y el experimento 8 (figura V-2a)), la presión de operación del sistema no varía de manera sustancial con el llenado ( $0.5 \times 10^5$  Pa). La curva de presión en el experimento 8 no presenta un aumento tan marcado como la correspondiente al experimento 3, debido a que la temperatura promedio al iniciarse el experimento 8 fue mayor como se muestra en la figura V-2b)). El comportamiento de las temperaturas es similar para tiempos largos en ambos experimentos, aunque al principio varían dada las diferentes condiciones iniciales. Es importante señalar que la temperatura del termopar T<sub>6</sub> muestra un notorio aumento aproximadamente 13 minutos después de haberse iniciado el experimento. Este fenómeno es similar al descrito en el experimento 3, aunque en este último caso se presenta unos minutos antes. Esto puede explicarse a la luz de la discusión anterior debido a que en el experimento 8 la distancia entre la interfase vapor líquido y el intercambiador de enfriamiento se ha reducido y por consiguiente la zona de convección llega a la parte superior en un tiempo menor. La eficiencia y la conductividad efectiva para este llenado son similares a las discutidas en el caso anterior, aunque la conductividad efectiva es ligeramente superior en este experimento.

El comportamiento del experimento 10 efectuado igualmente

## PRESTION EN EL TERMOSIFON

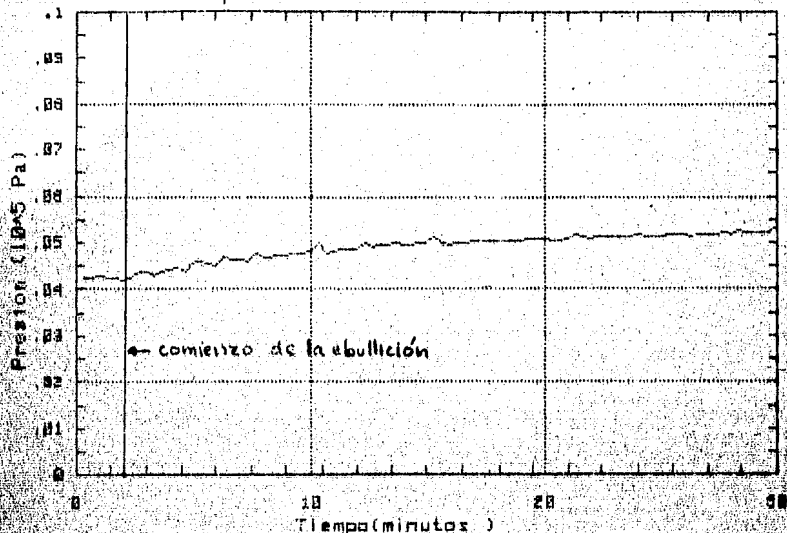


FIGURA I-2a) Presión en el termosifón durante el experimento 8.

## TEMPERATURA DEL TERMOSIFON

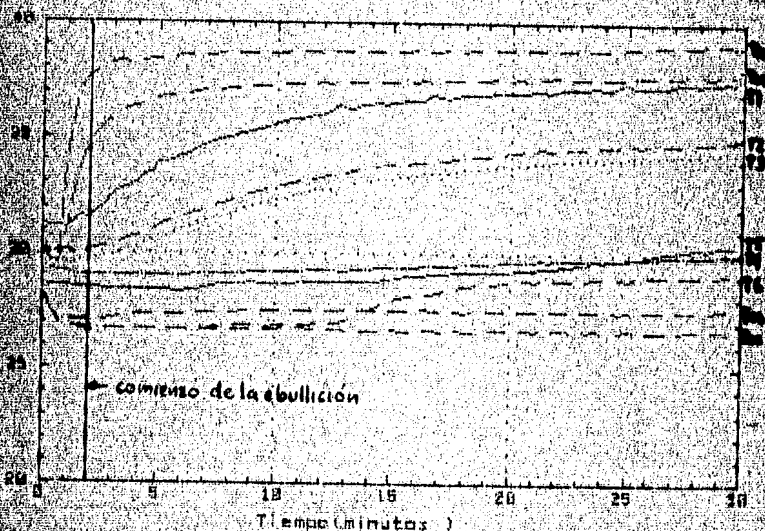


FIGURA I-2b) Temperatura en el termosifón a lo largo del experimento 8.

con temperatura de la cuba de calentamiento de  $40^{\circ}\text{C}$  y aumentando a 0.097 la altura del llenado del termosifón ( $V_f=0.20$ ), fue esencialmente igual al experimento 9 aunque el tamaño y la frecuencia de las burbujas se redujo aun más. La presión y las temperaturas a lo largo del tiempo fueron similares, aumentando ligeramente  $T_6$  con respecto a los experimentos anteriores. Los flujos de calor fueron del mismo orden y la eficiencia y conductividad efectiva ligeramente mayores. Esto se aprecia en el cuadro V-1.

En el experimento 11 se incrementó la temperatura de la cuba a  $60^{\circ}\text{C}$  y se trabajó con una altura de llenado de 0.009m ( $V_f=0.02$ ), esto significó, como es lógico, un aumento en la ebullición comparado con el experimento 3. Al igual que en dicho experimento, el inicio súbito de la ebullición coincide con el máximo flujo de calor en el calentador y con el inicio del aumento en la presión, que se incrementa considerablemente. Después de transcurridos los 30 minutos que duró el experimento la presión fue de  $0.15 \times 10^5$  Pa sin alcanzar todavía un valor constante. En la figura V-3 se muestran las temperaturas a lo largo del experimento. El cambio de pendiente que se reporta anteriormente ocurrió a tiempos menores. En la temperatura  $T_6$  se efectuó antes de de los 3 minutos. Además en esta gráfica es muy claro el ascenso del movimiento convectivo a lo largo del termosifón. En este experimento no se llegó a estado estacionario, obteniéndose al final un campo de temperaturas diferente al del experimento 3. La razón fue que en este caso las temperaturas en el interior del termosifón además de ser mayores se acercan

## TEMPERATURA DEL TERMOFON

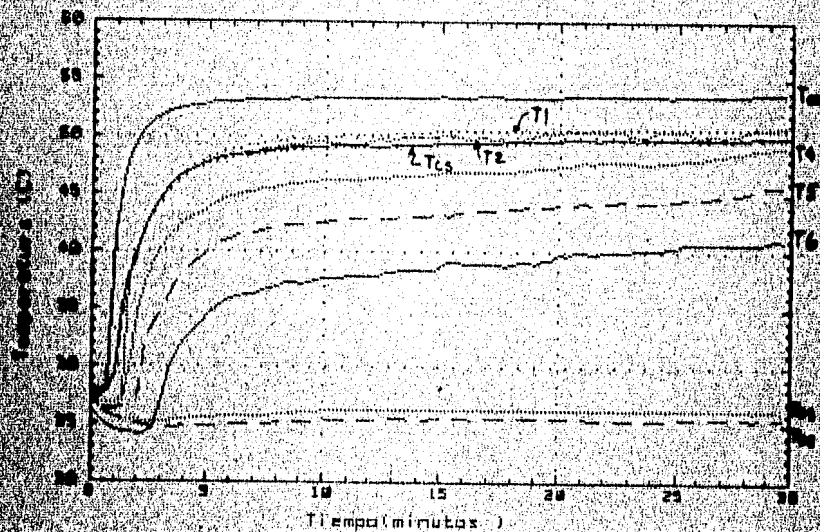


Gráfico 2-5 Temperatura en el termofon durante el experimento II.

más a la temperatura del calentador; de hecho la temperatura  $T_6$  en la zona superior es mayor que la temperatura de operación. Lo anterior y las pequeñas oscilaciones que se observan en las curvas, en particular la correspondiente a la temperatura  $T_2$ , indican un aumento en el movimiento convectivo que propicia un aumento en la cantidad de condensado en la superficie del enfriador. Si se compara con el experimento 3 (mismo llenado pero temperatura de la cuba de  $40^\circ\text{C}$ ), la eficiencia disminuyó debido al aumento de las pérdidas de calor consecuencia del aumento en la temperatura de operación, aunque la conductividad efectiva aumentó a  $215 \text{ w/m}^\circ\text{C}$ .

El experimento 14, efectuado también con temperatura de cuba de  $60^\circ\text{C}$  y aumentando a  $0.05\text{m}$  el llenado del termosifón ( $U_1=0.10$ ) presentó un comportamiento muy similar. Burbujas intermitentes, desprendiéndose las burbujas de la unión metal / vidrio, tal como se muestra en la figura V-3a). El número y diámetro de las burbujas fue ligeramente menor al observado en el experimento 11. Las temperaturas a lo largo del termosifón se acercaron aún más a la temperatura del calentador. La eficiencia aumentó ligeramente así como la conductividad efectiva.

El experimento 15 efectuado con  $0.097\text{m}$  de altura ( $U_1=0.20$ ) y temperatura de cuba de  $60^\circ\text{C}$  mostró un cambio en el patrón de formación de las burbujas. El tamaño de estas era cercano a  $0.7\text{mm}$  en la superficie del calentador, pero al desprenderse y ascender hasta aproximadamente la mitad de la altura de llenado iban disminuyendo su diámetro, alcanzando a esta altura un valor aproximado de  $0.2\text{mm}$ , a partir de entonces





Figura V 3b Ebullición intermitente en el termosifón  
con temperatura de cuba de 60 C y altura  
de llenado 0.05 m.

las burbujas comenzaban a aumentar su tamaño hasta llegar a la interfase líquido vapor, aproximadamente con el diámetro original. Para este experimento las temperaturas en las diferentes partes del termosifón tienen un valor cercano a la temperatura del calentador, siguiendo la tendencia descrita en los experimentos anteriores. La presión al igual que en los experimentos 11, 14 y 15 es aproximadamente de  $0.14 \times 10^5$  Pa.

En el experimento 16 efectuado igualmente con temperatura de la cuba de  $60^\circ\text{C}$  pero con altura de llenado de 0.15m, la dinámica de las burbujas volvió a cambiar ya que en este caso las burbujas se extinguían a una altura aproximada de 0.03m y se volvían a formar a la altura de 0.10m en el termopar T2. Ver figura V-4. Este fenómeno ya se había observado en un experimento bajo las mismas condiciones de operación, efectuado con los termopares capilares (ver sección 4.1a). En dicho experimento la formación de las burbujas ocurría aparentemente en el seno del líquido. Este fenómeno puede explicarse mediante un modelo simple basado en la relación entre el gradiente de temperatura que propicia el cambio de fase en el fondo del termosifón y el de la presión que favorece el cambio de fase en la parte superior del líquido. Se obtuvieron los campos de presión y de presión de saturación correspondiente a la temperatura local registrada tal como se muestra en la figura V-4a). En esto se observa que en efecto la presión de saturación es mayor a la presión hidrostática al fondo del líquido permitiendo así el cambio de fase. Para una altura aproximada a 0.001m se cruzan las curvas y de esta altura hasta 0.10m la presión

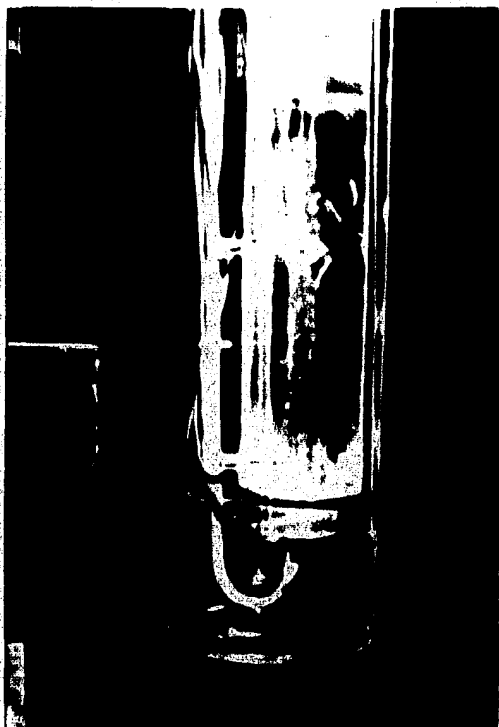


Figura V 4 Ebullición por pequeñas burbujas en el termosifón con temperatura de cuba de 60 °C y altura de llenado 0.15 m.

### PRESTION DEL FLUIDO A LO LARGO DEL TERMOSIFON

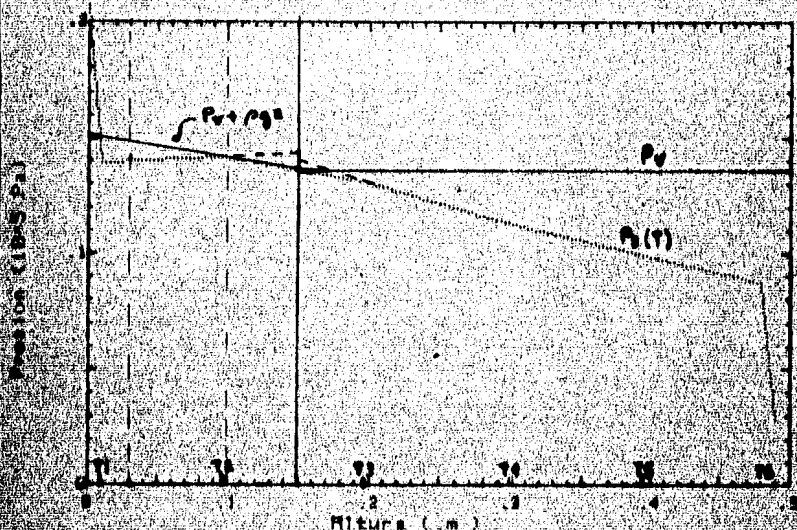


Figura 2-4-Cargas de presión en el termosifón y de presión de saturación a los 20 minutos de haber empezado el experimento 25.

de saturación es menor por lo que no hay coexistencia vapor líquido y las burbujas se colapsan. La altura a la que esto sucede no concuerda con el cruce de las curvas en la figura, sin embargo esto se explica con el hecho de que el sistema estudiado se encuentra fuera de equilibrio y la termodinámica empleada es de equilibrio, entonces la inercia de las burbujas permite que estas asciendan a una altura mayor al cruce de las presiones. Nuevamente arriba de 0.10m la presión de saturación es mayor por lo que se inicia la formación de burbujas a esa altura. La figura V-4b) muestra las temperaturas a lo largo de este experimento. En ella se nota que además de que todas las temperaturas en el interior del termosifón son cercanas a la del calentador, las temperaturas en la zona de vapor oscilan mostrando una fuerte convección en dicha región. La eficiencia en este experimento es aproximadamente de 43% y la conductividad efectiva alcanzada es de 100 W/m°C.

Para observar el efecto de la interrupción de los flujos de calentamiento y enfriamiento sobre el comportamiento del termosifón en el experimento 16, se cerraron las válvulas de estos flujos a los 44.5 minutos. Como puede observarse en las figuras V-4b) y c), las temperaturas en el interior del termosifón tienden a igualarse y la presión en la zona de vapor disminuye fuertemente; esto da un cambio en la formación y dinámica de las burbujas. Antes de interrumpir los flujos de calentamiento y enfriamiento la formación y dinámica de las burbujas corresponde a la antes descrita, pero una vez cerradas las válvulas al disminuir la temperatura en el fondo

## TEMPERATURA DEL TERMOSIFON

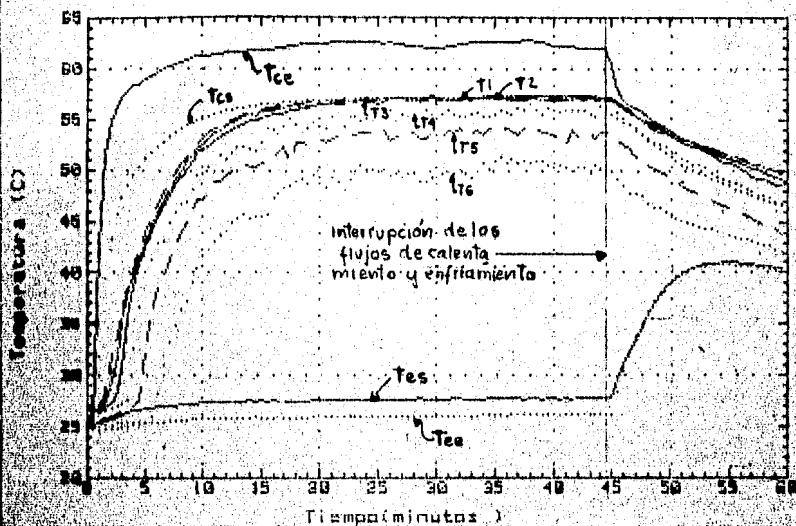


FIGURA 2-4a) Temperaturas en el termosifón durante el experimento 18.

## PRESSION EN EL TERMOSIFON

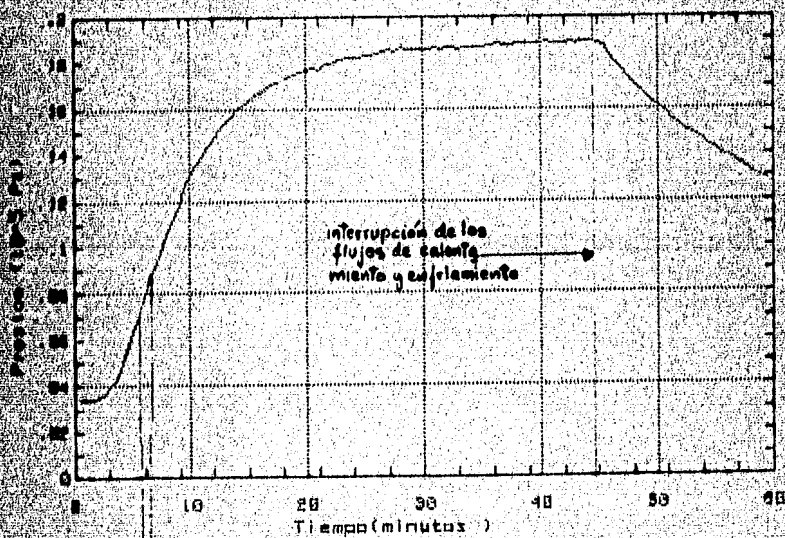


FIGURA 2-4b) Presión en el termosifón a lo largo del experimento 18.

del termosifón, sólo se presenta el nacimiento de burbujas a la altura de 0.10m.

El experimento 17 se efectuó con una temperatura de la cuba de 80°C y cantidad de llenado de 0.009m. Bajo estas condiciones la ebullición fue muy intensa alcanzando una altura de mojado de 0.04m aproximadamente, en este caso la convección en el vapor alcanzó rápidamente al enfriador iniciándose la condensación en la superficie de éste. Las temperaturas en todo el termosifón son muy cercanas al del calentador, mostrando también oscilaciones. La presión en el interior del termosifón estaba aumentando a más de  $2.8 \times 10^5$  Pa y dada la baja presión en el tubo exterior, el intercambiador de enfriamiento comenzaba a destaparse por lo que este experimento debió suspenderse. El comportamiento del sistema a esta temperatura de cuba indica una cota superior para el rango de temperaturas a estudiarse.

En el anexo E se muestra un modelo sencillo sobre la transferencia de calor en el termosifón.

#### 5.2a) Prueba de repetibilidad

Los experimentos 3 y 4 fueron realizados bajo condiciones similares de operación, con temperatura de la cuba de 40°C y altura de llenado de 0.009m. Obteniéndose en ambos,

resultados semejantes; los fenómenos cualitativos observados en el experimento 3 que se encuentran descritos en la sección anterior se presentaron de igual forma en el experimento 4. Las temperaturas de operación, en el calentador y en el enfriador tuvieron valores iguales tal como se observa en el Cuadro V-1. Las presiones alcanzadas coincidieron en  $0.049 \times 10^5 \text{ Pa} \pm 5\%$ . El flujo de calor por el calentador  $Q_c$  es de 7.2w en el experimento 3 y de 10.3w en el experimento 4, cuya diferencia del 11% es menor a la incertidumbre asociada. El error asociado al valor de la eficiencia resulta ser muy alto, por lo que aunque en estos experimentos se calculó en 98% y 73% respectivamente, quedan ambos valores dentro de la incertidumbre del otro. Finalmente las conductividades efectivas también coincidieron en un 19%. Lo cual indica los experimentos son repetibles. Aunque esta prueba sólo se hizo para temperaturas bajas se espera que lo mismo suceda para todo el rango de temperatura analizado.

### 5.2b) Efectos de la presión y gases no condensables

En todos los experimentos, aún en los que se realizaron durante una hora, la presión no se llegó a estabilizar del todo, sino que seguía aumentando, aunque en algunos esta pendiente es muy pequeña.

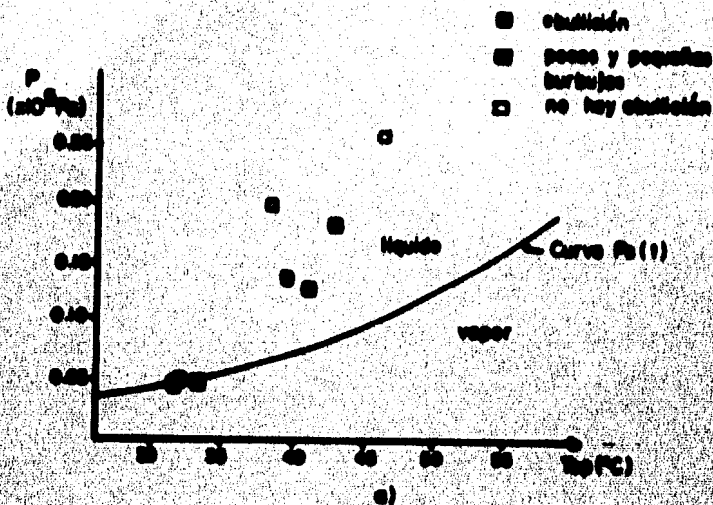
Los experimentos 11 y 12 se llevaron a cabo bajo condiciones de operación semejantes, sin embargo hubo una diferencia relevante. En el experimento 12 entró aire al



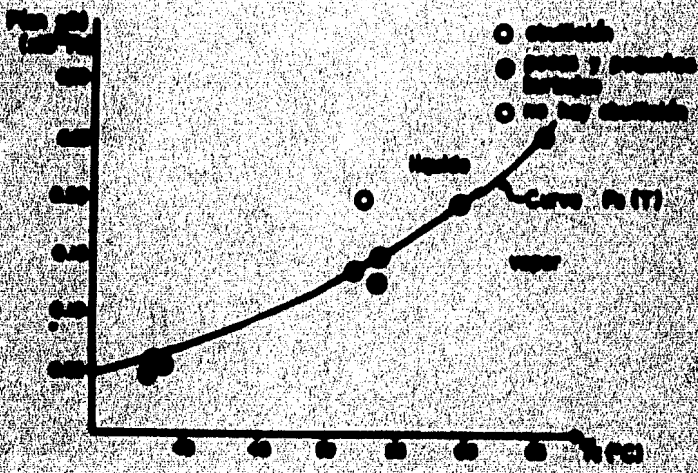
sistema por lo que la presión en el mismo es mayor en un 30% a la del experimento 11. Esto representó un cambio sustancial en los fenómenos observados, ya que mientras que en 11 se llevó a cabo el cambio de fase, en el experimento 12 sólo se tuvo convección, sin embargo la conductividad efectiva es semejante (ver Cuadro V-1). Esto hace pensar que aunque se lleve a cabo el cambio de fase, este mecanismo no es más eficiente cuando la cantidad de llenado es pequeña (0.009m), posiblemente porque el vapor generado es tan poco que no aumenta la convección en la zona de vapor.

Si se grafica la presión media registrada en cada experimento, en función de la temperatura de operación y su comparación con la curva presión-temperatura de operación, tal como se hace en la figura V-5a), se notó que no hay relación entre los datos de presión (medida en la zona de vapor) y temperatura de operación con la curva de saturación. Sin embargo si se grafica la presión en la base del termosifón con la temperatura de la superficie del calentador, supuesta como el promedio de las temperaturas de entrada y salida del agua de calentamiento, figura V-5b), se observa que arriba de la curva de saturación no se presenta la formación de burbujas y abajo de ésta si se presenta. Es decir, la nucleación o formación de burbujas es un fenómeno local.

### 5.2c) Efectos radiativos



a)



b)

**Figura 2-5** Efecto de la presión y temperatura sobre la ebullición, comparada con la curva de saturación.  
 ebullición de vapor contra temperatura de saturación  
 ebullición en la base de la ebullición contra temperatura promedio del contenido.

En la figura V-6 se encuentran graficados los resultados obtenidos en los experimentos realizados con altura de llenado de 0.009m y temperatura de cuba de 40°C. Al comparar los resultados para operación del termosifón sin cubrir y con foco (exp.1) y cubriendo el enfriador y con foco (exp.4), incluidos en el Cuadro V-1, no se nota diferencia, esto se debe a que el vidrio del tubo exterior es un filtro para la radiación infrarroja emitida por el foco. La eficiencia y conductividad efectiva obtenida en el experimento 7 en que se ha cubierto todo el termosifón con papel aluminio son mayores que en los experimentos anteriores. También en el experimento 9 en que se cubrió con papel aluminio, se tienen valores de eficiencia y conductividad efectiva mayores que en el experimento 8 en que no se cubrió el termosifón. En tanto en el experimento 7 como en el 9, la eficiencia es mayor al 100%, aunque el error asociado es tal que este valor está comprendido en la región de incertidumbre. Esto significa que las pérdidas de calor se eliminaron en estos experimentos y por lo tanto todo el calor suministrado al termosifón por la parte inferior es extraído por su parte superior. El experimento 13 muestra una mayor eficiencia que en el experimento 11, sin embargo el experimento 13 en que se cubrió el termosifón se tuvo una eficiencia del 60% lo que señala que además de las pérdidas radiativas existen otras que son de consideración.

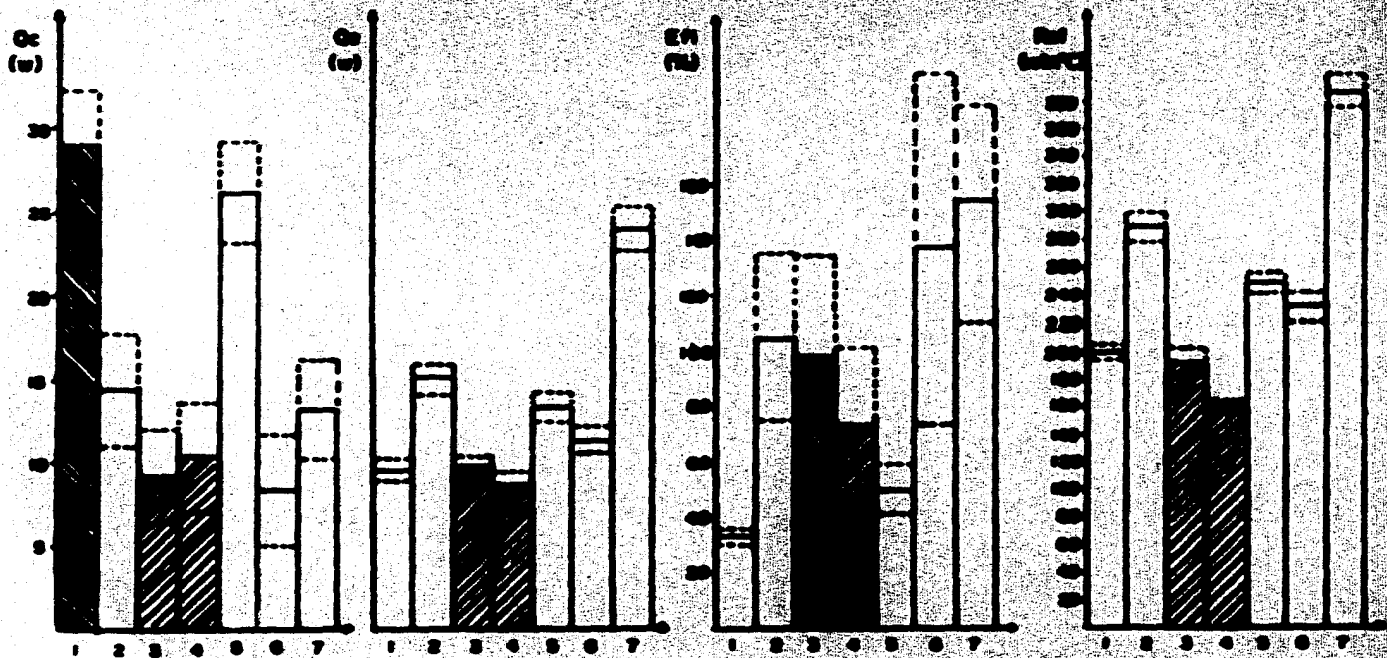


FIGURA Y-6 Comparación de resultados obtenidos para los experimentos con temperatura de la sala de experimentación de 40°C y otros de tamaño de 0.010m. Véase las condiciones de operación para cada experimento en el cuadro Y-1

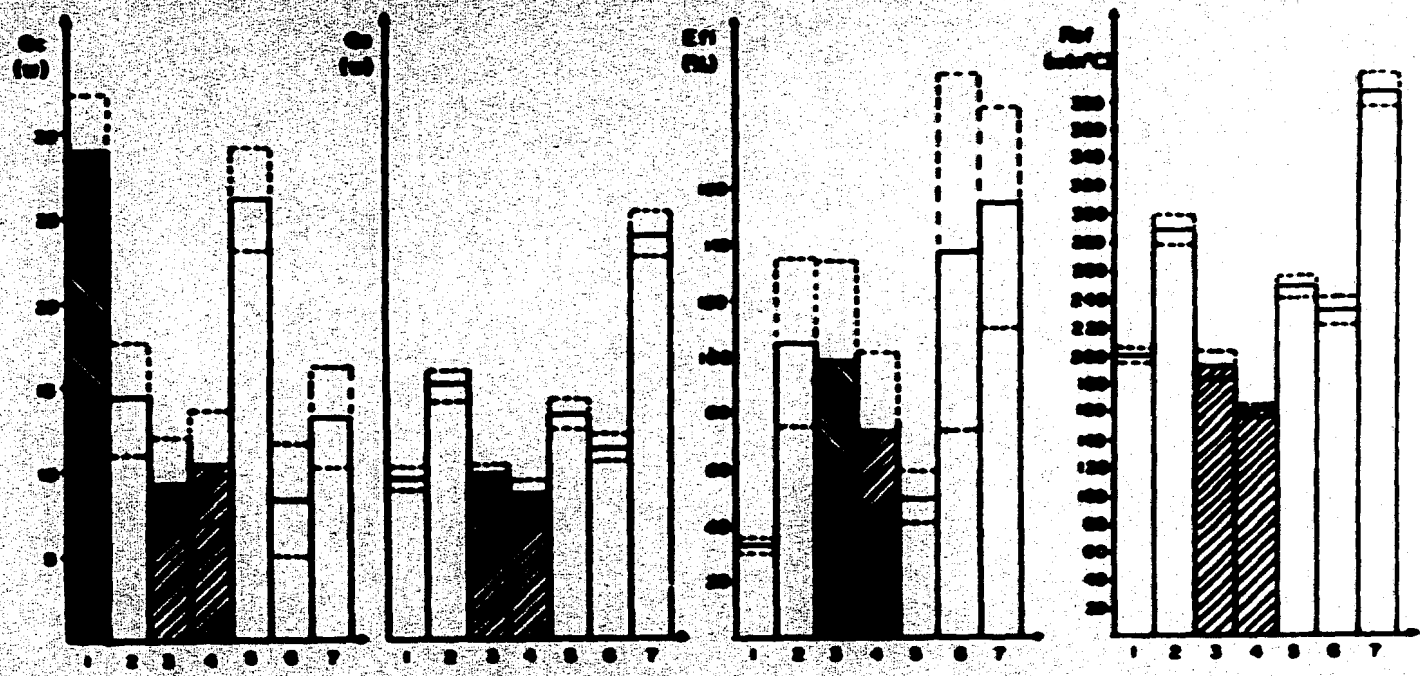
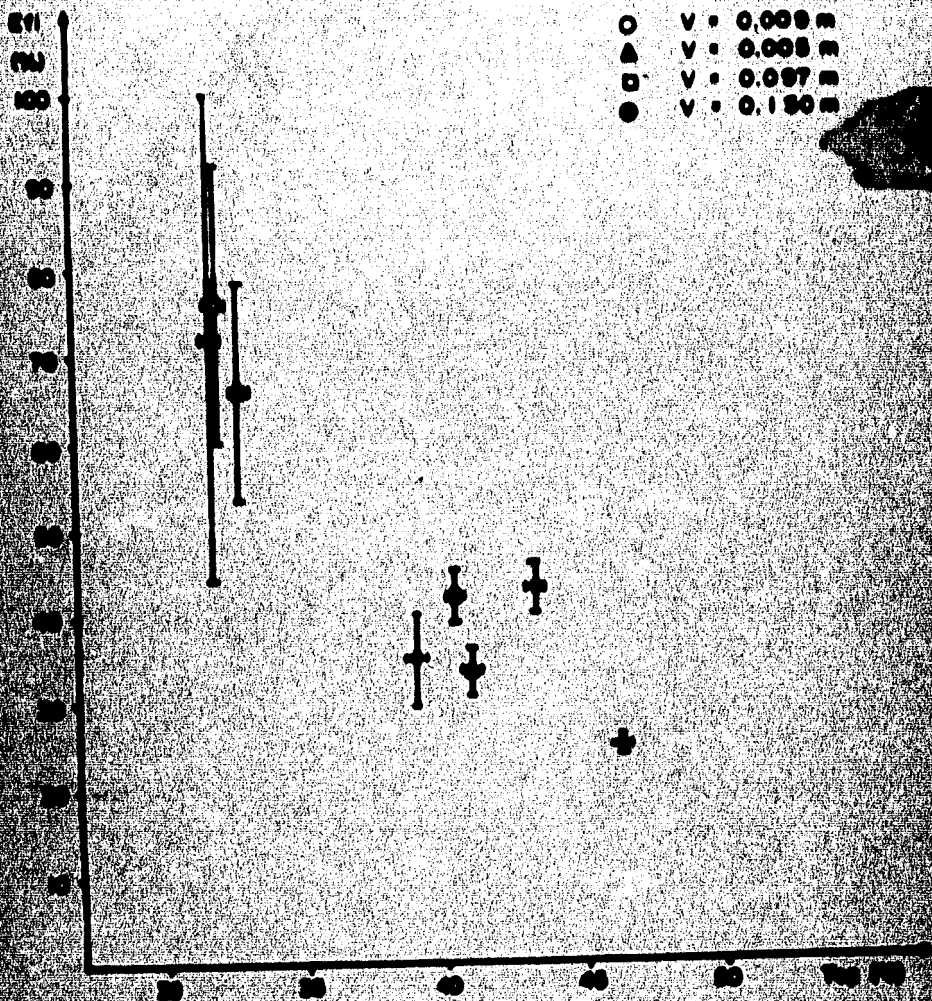


FIGURA Y-6 Composición de muestras obtenidas por los experimentos con temperaturas de la cámara de calentamiento de 25°C y flujo de lecho de 0.005m. Véase las condiciones de operación para cada experimento en el caso Y-1.

## 6. CONCLUSIONES

En este capítulo se anotan las conclusiones sobre los efectos de la variación de parámetros en la transferencia de calor obtenidas en los experimentos realizados y se comparan con los efectos de estos parámetros reportados en la literatura y analizados en el capítulo 2. Se señalan los efectos de la presión sobre los mecanismos de transferencia de calor presentes en el termosifón. Se proponen modificaciones al equipo experimental, así como a las condiciones de operación, con el fin de obtener resultados más precisos y por último se sugieren algunos experimentos con el fin de ampliar los rangos estudiados y de estudiar con más detalle algunos de los fenómenos observados.

En los experimentos se encontró que la eficiencia del termosifón disminuye con el aumento de la temperatura de operación y aumenta ligeramente con la altura de llenado (figura VI-1) lo cual es de esperarse por el aumento de pérdidas de calor al aumentar la temperatura de operación. Ver Anexo C. Esto no se puede comparar con lo reportado en la literatura, ya que por la geometría empleada, afirman que todo



**FIGURA II** - Eficiencia del fermentación en función de la temperatura de operación para diferentes cantidades de levadura (Se fermenta en cultivo en suspensión con agitador cubierto).

el calor que entra al termosifón por el calentador sale por el enfriador (aun los que trabajan con zonas inactivas o adiabáticas); sin embargo no reportan haber verificado lo anterior através del aumento de temperatura en el fluido de enfriamiento.

El calor transferido por el termosifón, que es cedido al enfriador ( $Q_e$ ), aumenta con el incremento en la temperatura de operación (figura VI-2), coincidiendo con lo reportado en la literatura (ver inciso c) de la sección 2.1 de este trabajo.

La conductividad efectiva disminuye con el aumento de la temperatura de operación, pero aumenta con el flujo transmitido (figura VI-3) concordando por lo reportado por Hanna (ver cuadro II-1).

En la figura II-1 en que se grafican los coeficientes de transferencia de calor obtenidos por varios autores se incluyen los resultados de los experimentos realizados. En esta figura se puede notar que, como era de esperarse, por la relación de áreas de transferencia a volumen los coeficientes obtenidos son relativamente bajos aunque son comparables con los resultados de Ananda y con los de Lee, cuando trabajan con freón, el cual es fluido de trabajo.

Tanto el calor transmitido (figura VI-4) como la conductividad efectiva (figura VI-5) aumentan al aumentar la cantidad de líquido en el termosifón para el rango estudiado, coincidiendo con lo reportado por Negishi y Sawada (17) y discutido en el inciso b) de la sección 2.1. Esto se debe a que al tener poca agua, el volumen de la zona de vapor es grande, por lo que en la región superior la convección es



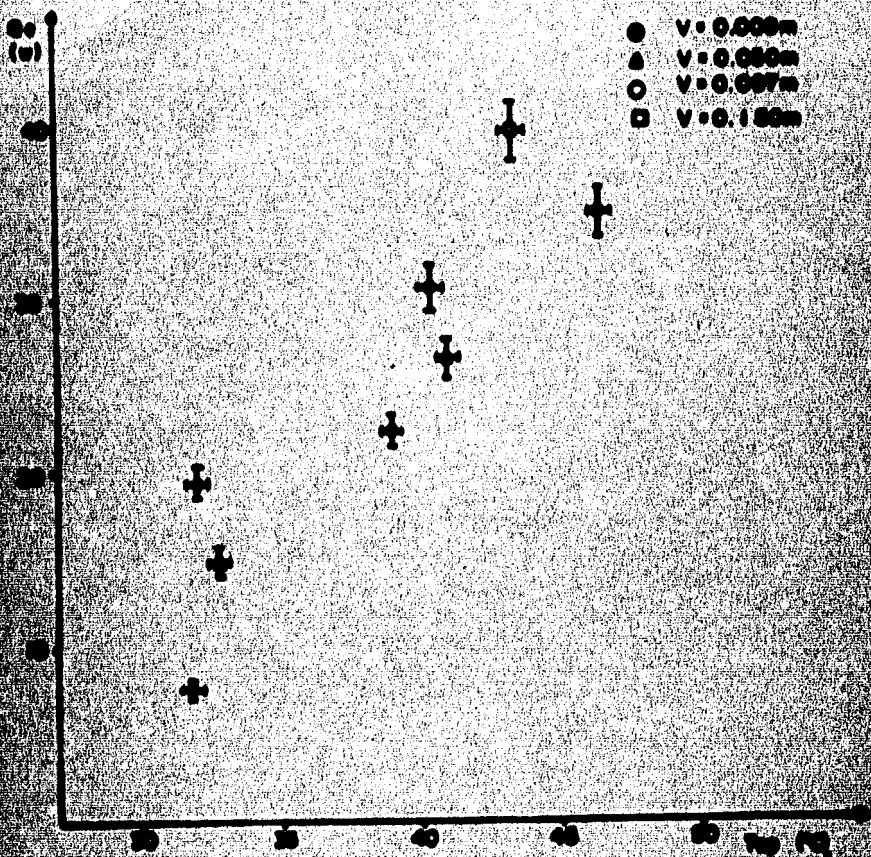


FIGURA II-3 Gráficas del calor transferido por el termocátodo en función de la temperatura de operación.

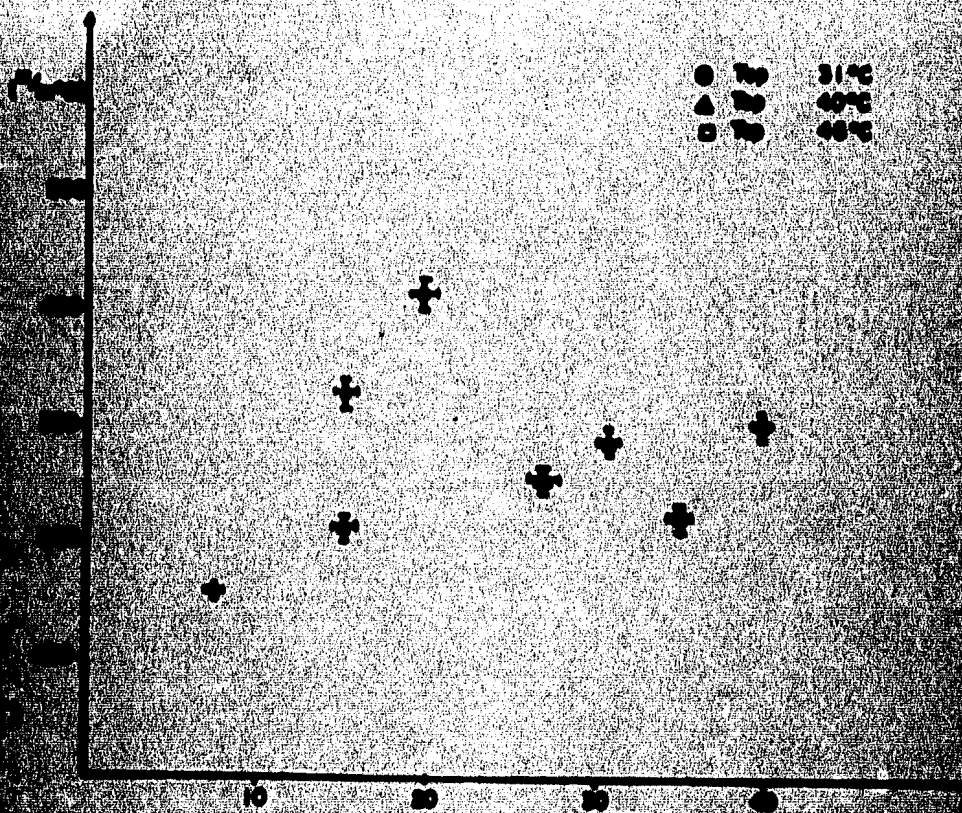


FIGURA VI-3 Efecto de flujo turbulento por el tipo de flujo en la conductividad del agua.

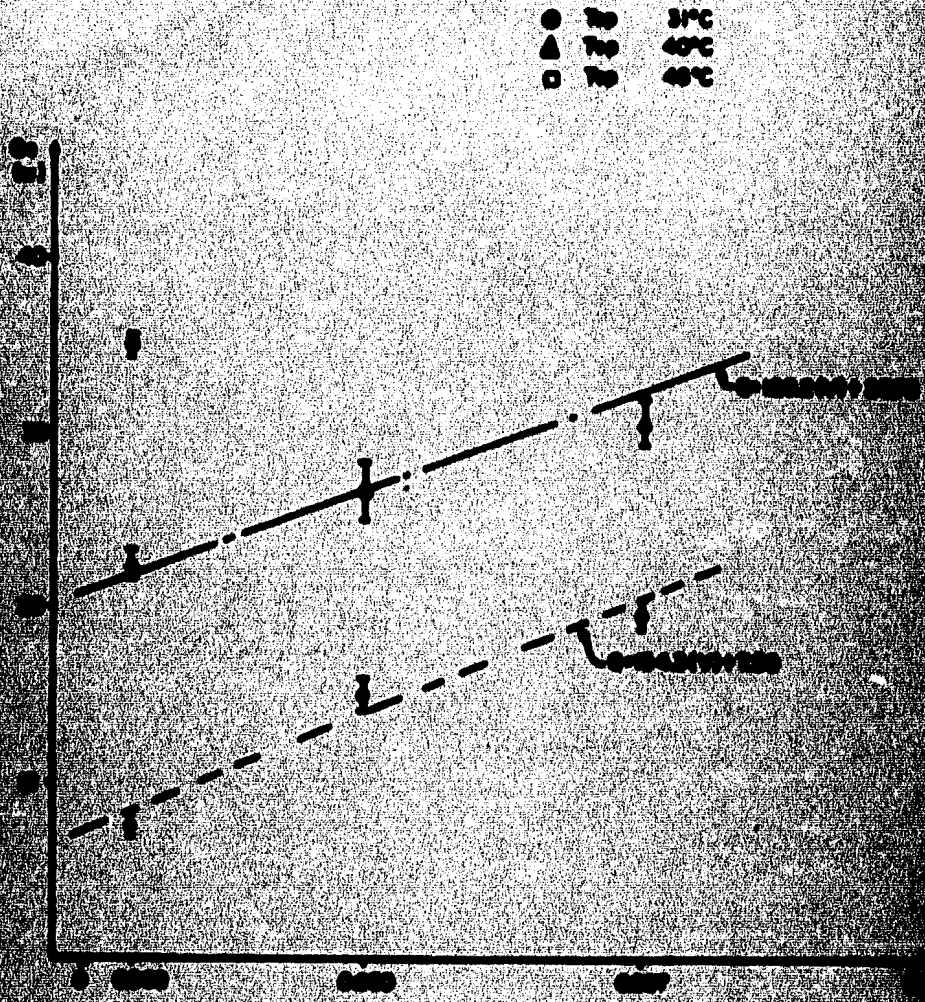


FIGURA 11-6 Plots de calor que s'obtenen del treball per el moviment de polsades, en per litre de fluid treballat per el treball, guanyat en funció de la velocitat de revolució, per a diferents temperatures de operació.

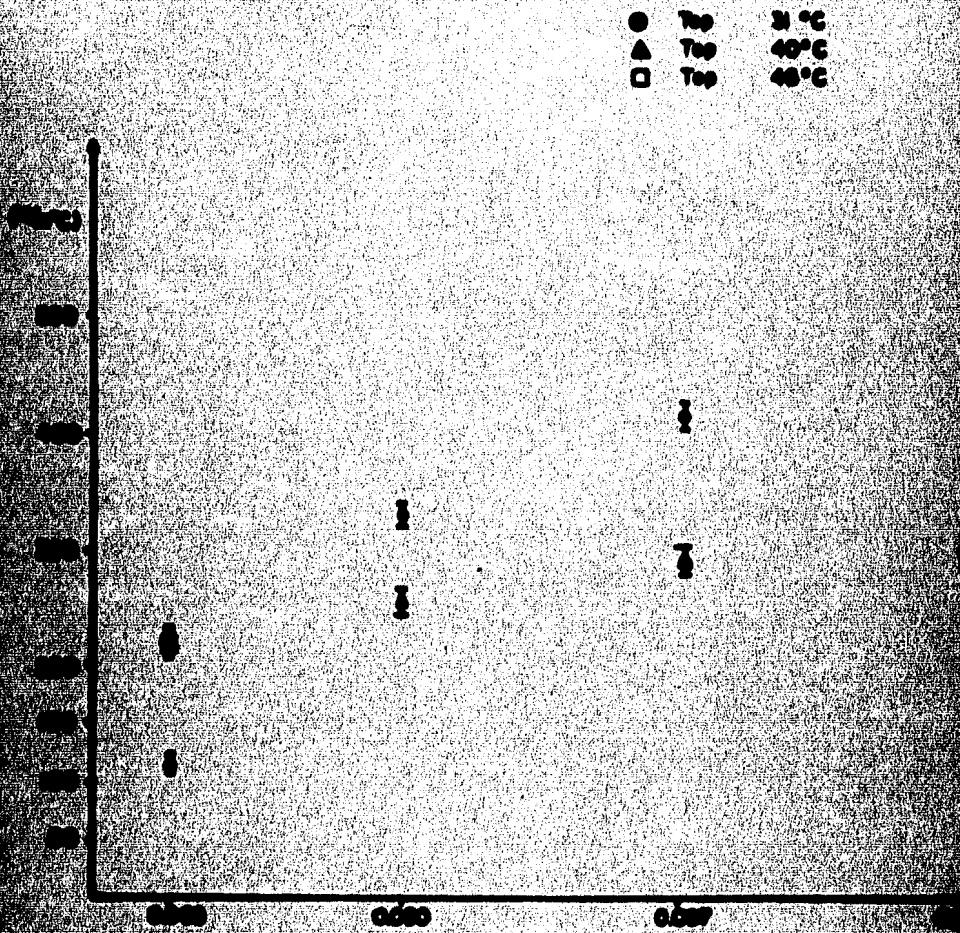


Figura 11 - El gráfico de la conductividad efectiva del termostin como función de la altura de la capa, para diferentes temperaturas de operación.

deficiente dada la relación entre la longitud y el diámetro de la zona de vapor(41). Al aumentar el llenado de líquido, se disminuye la zona de vapor, por lo que el movimiento convectivo en la región superior aumenta.

Utilizando el método de mínimos cuadrados para correlacionar los datos se encuentra que el calor transferido como función de la altura de llenado y la temperatura de operación, se puede expresar, para el rango de altura de llenado estudiado ( $0.009 \leq V \leq 0.150$ ):

$$Q = A(\text{Top}) V + B(\text{Top})$$

donde:  $A(31^\circ\text{C})=134.3$      $B(31^\circ\text{C})= 7.50$

$A(40^\circ\text{C})=120.2$      $B(40^\circ\text{C})=20.76$

Se verifica a lo largo de los experimentos realizados que la relación local de la presión con la presión de saturación desempeña un papel importante en la formación de burbujas y su dinámica. La entrada de aire a la termostación, al aumentar la presión en el mismo, inhibe la ebullición.

Para trabajo futuro con el dispositivo descrito en esta tesis, se requiere un controlador de temperatura para el agua de calentamiento, ya que su variación repercute considerablemente en el cálculo del calor  $Q_c$ .

Para disminuir la incertidumbre en el cálculo de los flujos de calor, se sugiere colocar un termopar diferencial entre la entrada y salida de cada uno de los intercambiadores.

Se propone también cambiar los termopares por un tamaño intermedio a los aquí utilizadas (0.05 y 0.8 mm) para evitar

la fragilidad de uno pero reducir las pérdidas de calor del segundo.

Se sugiere también sujetar con tensores metálicos, debidamente aislados térmicamente, a los intercambiadores entre sí para evitar que al aumentar la presión en el termosifón éste no se destape.

Sería conveniente para facilitar el experimento, cambiar la válvula general del termosifón por una controlable desde afuera del tubo exterior, y así evitar el tener que bajar el tubo aislante para accionarla, lo que provoca el deterioro del sello de cada termopar con el termosifón. Así mismo, colocar rotámetros en los flujos de calentamiento y enfriamiento, reduciría su incertidumbre teniendo un mejor cálculo de los flujos de calor.

Platnar el tubo exterior en su parte interna para reducir las pérdidas por radiación, pero dejando una ventana para la visualización.

De los experimentos llevados a cabo en el presente trabajo se han obtenido como resultado, los efectos de algunos parámetros sobre la transferencia de calor, sin embargo se requiere ampliar los rangos aquí estudiado.

Se requiere hacer comparaciones entre el termosifón descubierto con el totalmente cubierto, en todas las temperaturas de operación empleadas.

El dispositivo construido permite estudiar la formación y la dinámica de las burbujas en el interior del termosifón; ya se han reportado fenómenos interesantes como el ascenso de

burbujas formando conos invertidos quedando en algunos experimentos la incertidumbre de la localización del lugar donde se originó la burbuja. Por lo que se necesita repetir las mismas condiciones de temperatura, altura de llenado y presión, pero sin introducir los termopares, para comprobar que se puede llevar a cabo la ebullición en el seno del fluido, dados los gradientes de temperatura y presión que se desarrollan bajo estas condiciones de operación, sin necesidad de centros de nucleación.

**A N E X O A**

**Programa para la adquisición de los datos de tem-  
peratura y presión en el termostión.**



```

*****
10 "AD_GH"
10 ESTE PROGRAMA LEE TERMOPARES Y TRANSDUCTOR DE PRESION
10 (SOLO GRAFICA TERMOPARES)
*****
DIM T(38),C(38),A(4),Te(38),Temp(38,200),Temperature(200)
READ A(1),A(2),A(3),A(4)
DATA 1=0
CLEAR 722
CLEAR 709
INNOTE 722
BOND 7,CMD ")" DATA "00E"
PRINT IS 1
PRINT " PROGRAMA PARA LEER N CANALES"
PRINT "-----"
PRINT
PRINT "FAVOR DE DAR EL NUMERO TOTAL DE CANALES";
PRINT N(
PRINT T(N),C(N)
PRINT "NUMERO TOTAL DE CANALES";N1
PRINT
DO I=1 TO N1
PRINT "CANAL";
PRINT C(I)
PRINT "CANAL.....";C(I)
PRINT
PRINT
PRINT "INTERVALO DE TIEMPO ENTRE LECTURAS (seg)";
PRINT T1
PRINT "INTERVALO DE TIEMPO ENTRE LECTURAS (SEG)";T1
PRINT "NUMERO DE MUESTRAS";
PRINT N2
PRINT "NUMERO DE MUESTRAS.....";N2
PRINT "NOMBRE DEL ARCHIVO";
PRINT "NOMBRE DEL ARCHIVO.....";A*
PRINT (N2-1)
PRINT
PRINT
PRINT " RESUMEN"
PRINT "-----"
PRINT "NUMERO DE CANALES.....";N1
PRINT "ORDEN:"
DO I=1 TO N1
PRINT C(I)
PRINT
PRINT
PRINT "NUMERO DE MUESTRAS.....";N2
PRINT "TIEMPOS:"
PRINT "INTERVALO.....";T1
PRINT "TOTAL.....";T2
PRINT "NOMBRE DEL ARCHIVO "A*
PRINT "REGISTROS...";N1*N2
PRINT "LIMITE:"

```

PRINT " Si Ud desea la informacion en forma grafica oprima 1"  
PRINT " Si Ud. desea la informacion en tablas oprima 0 "  
PRINT "En seguida oprima Ud. CONTINUE"  
INPUT Op  
PRINT

IF Op=1 THEN GOTO 720  
PRINT " LECTURAS"  
PRINT " -----"  
PRINT " N FECHA HORA TERMOFAR ' C "  
IMAGE DDD,2X,11A,2X,8A  
IMAGE 33X,DD,8X,SDD.DE  
N3=0  
TIME=TIMEDATE  
IF Op=1 THEN GOSUB 1890  
ON CYCLE T1 GOSUB 1180  
T2=T2+T1-.1  
GOSUB 1190 !!!!!!!!! AL CAPITULO 1  
IF N3=N2 THEN B10  
B10=TIME\*(TIMEDATE)  
GOTO 700  
OFF CYCLE  
PRINT "TERMINE"

\*\*\*\*\*  
CAPITULO 3  
INSTRUCCIONES PARA GENERAR ARCHIVOS  
\*\*\*\*\*  
PRINT AS  
CREATE SPATH AS,N1\*N2,24  
OPEN SPATH TO AS  
FOR J=1 TO N2  
FOR I=1 TO N1  
WRITE(J-1,N1)  
PRINT SPATH,Indi,Temp(I,J),END  
NEXT J  
NEXT I  
CLOSE SPATH TO \*  
CLOSE SPATH TO AS  
FOR I=N1\*N2 TO 1 STEP -1  
OPEN SPATH,II,TEMPERATURE(II)  
NEXT II  
FOR I=N1 TO N1\*N2  
PRINT II,TEMPERATURE(II)  
NEXT I

\*\*\*\*\*  
FIN CAPITULO 3  
\*\*\*\*\*  
GOTO 2020  
\*\*\*\*\*  
FIN DEL PROGRAMA  
\*\*\*\*\*

\*\*\*\*\*  
CAPITULO 1  
ADQUISICION DE DATOS  
\*\*\*\*\*  
IF Op=1 THEN GOTO 1210  
USING 700(N3),DATE\$(TIMEDATE),TIME\$(TIMEDATE)  
GOTO 1210  
\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

```

IF C(I)<10 THEN B$="0"&B$
SEND 7;CMD ")" DATA B$ !OJO SEND
IF C(I)<>0 THEN 1290
OUTPUT 722;"F4R7" !OJO OUTPUT
TRIGGER 722
ENTER 722;B$
T(I)=VAL(B$)
IF C(I)=0 THEN V=T(I)
IF C(I)=17 THEN Presion=(T(I)*1478.884-5.3389)*10000
NEXT I
GOSUB 1450 !!!!!!!! AL CAPITULO 2
RETURN

```

```

*****
FIN DEL CAPITULO 1
*****

```

```

*****
CAPITULO 2
CONVERSION A GRADOS CENTIGRADOS
*****

```

```

FOR I=1 TO N1
Te(I)=0
IF C(I)<>17 THEN 1500
Temp(I,N3)=Presion
GOTO 1770
FOR J=1 TO 4
Te(I)=A(J)*(T(I)*1000000)^J+Te(I)
NEXT J
Temp(I,N3)=Te(I)*1.0094 + 1.2
IF C(I)=1 THEN GOTO 1580
PRINT USING 710;C(I);Temp(I,N3)
GOTO 1780
IF N3=1 THEN MOVE 0,Temp(I,1)
Tempa=N3*T1
Tempa=(N3-1)*T1
CALL T(Tempa,Temp(I,N3-1))
GOTO 1620,1640,1660,1680,1700,1720,1740
END TYPE 1
END 1750
END TYPE 3
END 1750
END TYPE 4
END 1780
END TYPE 5
END 1750
END TYPE 6
END 1750
END TYPE 7
END 1750
END TYPE 8
CALL T(Tempa,Temp(I,N3))
GOTO 1780
PRINT USING "31X,""PRESION"",5X,8.DDDDE,3X,""Pa""";Presion
NEXT I
RETURN

```

```

*****
FIN CAPITULO 2
*****

```

```

*****
ANEXO 1
GRAFICACION
*****

```

PLOTTER IS 3, "INTERNAL"

GRAPHICS ON

LONG 6

X\_gdu\_max=100\*MAX(1,RATIO)

Y\_gdu\_max=100\*MAX(1,1/RATIO)

FOR I=-.3 TO .3 STEP .1

MOVE X\_gdu\_max/2+I,Y\_gdu\_max

LABEL "FLUID TEMPERATURES"

NEXT I

DEG

LDIR 90

CBIZ 3.5

MOVE 0,Y\_gdu\_max/2

LABEL "Temperature (C)"

LONG 4

LDIR 0

MOVE X\_gdu\_max/2,.07\*Y\_gdu\_max

LABEL "Time (minutes)"

VIEWPORT .1\*X\_gdu\_max,.98\*X\_gdu\_max,.15\*Y\_gdu\_max,.9\*Y\_gdu\_max

WINDOW 0,100,20,70

AXES 1,1.0,0,20,5,5,3

AXES 1,1.0,100,70,5,5,3

BRID 10,5,0,20,1,1

CLIP OFF

CBIZ 3.0,.6

LONG 6

FOR J=0 TO 100 STEP 10

MOVE J,19.99

LABEL USING "#,K";J

NEXT J

LONG 8

FOR L=20 TO 70 STEP 5

MOVE -.5;L

LABEL USING "#,K";L

NEXT L

STOP

RETURN

\*\*\*\*\*  
FIN DEL ANEXO 1  
\*\*\*\*\*

026441297,-6.1954869E-7,2.2181644E-11,-3.55009E-16

## **A N E X O 8**

**Programas para el análisis de  
los datos**

```
*****
*                               "GRAF_TEMP"
*                               PROGRAMA PARA GRAFICAR TEMPERATURAS
*****
*                               CAPITULO 3
*                               INSTRUCCIONES PARA LEER ARCHIVOS
*****
```

```
DIM T(1800)
PRINT "NOMBRE DEL ARCHIVO"
INPUT A$
ASSIGN @Path TO A$
PRINT "NUMERO TOTAL DE CANALES="
INPUT N1
PRINT "NUMERO DE MUESTRAS="
INPUT N2
PRINT "INTERVALO DE TIEMPO ENTRE LECTURAS (en seg)="
INPUT N3
PRINT "TIEMPO TOTAL (en min)="
INPUT Tc
DO WHILE N2
  FOR I=L TO 1 STEP -1
    ENTER @Path,I;T(I)
  NEXT I
  ASSIGN @Path TO *
  *****
  FIN DEL PROGRAMA
  *****
```

```
*****
*                               GRAFICACION
*****
```

```
PRINT
ENTER IS 3,"INTERNAL"
GRAPHICS ON
DIM X
X_gdu_max=100*MAX(1,RATIO)
X_gdu_min=100*MAX(1,1/RATIO)
FOR I=.3 TO .3 STEP .1
  GOSUB 100,Y_gdu_max/2+I,Y_gdu_max
  LABEL "TEMPERATURA DEL TERMOSIFON"
  PRINT I
  GOSUB 100
  DIM Y0
  GOSUB 3.5
  GOSUB 0,Y_gdu_max/2
  LABEL "Temperatura (C)"
  DIM X
  GOSUB 0
  GOSUB 3_gdu_max/2,.07*Y_gdu_max
  LABEL "Tiempo (minutos)"
  PRINT 10*X_gdu_max,.98*X_gdu_max,.15*Y_gdu_max,.9*Y_gdu_max
  PRINT "TEMPERATURA MINIMA (en °C)="
  INPUT Tn
```

```

PRINT "TEMPERATURA MAXIMA (en 'C) ="
INPUT Tm
WINDOW 0,Tt,Tn,Tm
AXES 1,1.0,0,Tn,5,5,3
AXES 1,1.0,Tt,Tm,5,5,3
LINE TYPE 3
  GRID 10,10,0,Tn,1,1
LINE TYPE 1
CLIP OFF
CRIZE 3.0,.6
LORG 4
FOR I=0 TO Tt STEP 5
  MOVE I,Tn-.1
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
LORG 8
FOR I=Tn TO Tm STEP 5
  MOVE -.5,I
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
PENS
PRINT "TIPO DE LINEA"
INPUT D
PRINT "ORDEN DEL TERMOPAR QUE SE QUIERE GRAFICAR"
INPUT E
LINE TYPE D
MOVE 0,0
FOR I=E TO L STEP N1
  PLOT (I-E)*N3/(N1*60),T(I)
NEXT I
GOTO 770

```

.....  
IN FIN DEL ANEXO 1  
.....

```

*****
!*
!*          "GRAF_PRES"
!*      PROGRAMA PARA GRAFICAR PRESION
*****
!*
!*          CAPITULO 3
!*      INSTRUCCIONES PARA LEER ARCHIVOS
*****
DIM T(2000)
PRINT "NOMBRE DEL ARCHIVO"
INPUT A$
ASSIGN @Path TO A$
PRINT "NUMERO TOTAL DE CANALES="
INPUT N1
PRINT "ORDEN DEL TRANSDUCTOR DE PRESION (canal 17)="
INPUT N4
PRINT "NUMERO DE MUESTRAS="
INPUT N2
PRINT "INTERVALO DE TIEMPO ENTRE LECTURAS (en seg)="
INPUT N3
PRINT "TIEMPO TOTAL (en min)="
INPUT T$
LET N2 = N2 * N3
FOR I = 1 TO I STEP -1
  OPEN @Path, I, T(I)
  GET I
  ASSIGN @Path TO *
*****
                                  FIN DEL PROGRAMA
*****
                                  GRAFICACION
*****
PRINT
ENTER IS 3, "INTERNAL"
GRAPHICS ON
END *
CAL X_gdu_max = 100 * MAX(1, RATIO)
CAL Y_gdu_max = 100 * MAX(1, 1/RATIO)
CAL T = .3 TO .3 STEP .15
CAL X_gdu_max = X_gdu_max / 2 + 1, Y_gdu_max
CAL "PRESION EN EL TERMOSIFON"
PRINT I
END *
CAL X_gdu_max = X_gdu_max / 2 + 1, Y_gdu_max
CAL "Tiempo (minutos )"
CAL X_gdu_max = .15 * X_gdu_max, .98 * X_gdu_max, .15 * Y_gdu_max, .9 * Y_gdu_max

```



```

PRINT "Presion Minima (en 10^5 Pa) ="
INPUT Tn
PRINT "Presion Maxima (en 10^5 Pa) ="
INPUT Tm
WINDOW 0,Ts,Tn,Tm
AXES Ts/20,Tm/20,0,Tn,1,1,3
AXES Ts/20,Tm/20,Ts,Tm,1,1,3
LINE TYPE 4
BRID 10,Tm/5,0,Tn,1,1
LINE TYPE 1
CLIP OFF
CSIZE 3.0,.6
LORS 4
FOR I=0 TO Ts STEP 10
  MOVE I,Tn-Tm*4/100
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
LORS 8
FOR I=Tn TO Tm STEP Tm/10
  MOVE -.5,I
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
PRINT
PRINT "TIPO DE LINEA"
INPUT D
PRINT "CANAL QUE SE QUIERE GRAFICAR"
INPUT E
LINE TYPE D
MOVE 0,0
FOR I=N1 TO N2
  PLOT I*NS/60,T((I-1)*N1+N4)/100000
NEXT I
PRINT 711

```

\*\*\*\*\*  
 FIN DEL ANEXO 1  
 \*\*\*\*\*

```

*****
!*          "GRAF_EFI"
!*   GRAFICA FLUJOS DE CALOR, EFICIENCIA Y CONDUCTIVIDAD EFECTIVA
*****
!*
DIM T(1800),Tce(200),Tcs(200),Tee(200),Tes(200)
DIM Qc(200),Qe(200),Eficiencia(200),Kef(200),Tiempo(200)
*****
        LEE EL ARCHIVO
*****
PRINT "NOMBRE DEL ARCHIVO"
INPUT A$
ASSIGN @Path TO A$
PRINT "NUMERO TOTAL DE CANALES="
INPUT N1
PRINT "NUMERO DE MUESTRAS="
INPUT N2
PRINT "INTERVALO DE TIEMPO ENTRE LECTURAS (seg)="
INPUT N3
PRINT "TIEMPO TOTAL (en min)="
INPUT Tt
PRINT "ORDEN DE Tce="
INPUT N5
PRINT "ORDEN DE Tcs="
INPUT N6
PRINT "ORDEN DE Tee="
INPUT N7
PRINT "ORDEN DE Tes="
INPUT N8
CONTINUE
FOR I=1 TO 1 STEP -1
  READ @Path,I;T(I)
NEXT I
ASSIGN @Path TO *
*****
        CALCULO Y GRAFICA DE LOS FLUJOS DE CALOR DE ENTRADA Y DE SALIDA
*****
PRINT "FLUJO VOLUMETRICO DEL F. DE CALENTAMIENTO EN ml/min ="
INPUT M
M=M/60000
PRINT "FLUJO VOLUMETRICO DEL F. DE ENFRIAMIENTO EN ml/min"
INPUT Vc
Vc=Vc/60000
PRINT
GRAPHICS ON
LOAD A
Y_gdu_max=100*MAX(1,RATIO)
Y_gdu_max=100*MAX(1,1/RATIO)
FOR I=.3 TO .3 STEP .1
  MOVE X_gdu_max/2+1,Y_gdu_max
  LABEL " FLUJOS DE CALOR"
NEXT I
END
LOAD B
GRAPHIC TO
MOVE 0,Y_gdu_max/2
  LABEL "FLUJO DE CALOR (W)"
  LOAD A

```

```

LDIR 0
MOVE X_gdu_max/2,.07*Y_gdu_max
LABEL "Tiempo (minutos)"
VIEWPORT .1*X_gdu_max,.98*X_gdu_max,.15*Y_gdu_max,.9*Y_gdu_max
WINDOW 0,Tt,0,200
AXES 1,.5,0,0,5,5,3
AXES 1,.5,Tt,200,5,5,3
LINE TYPE 3
GRID 5,20,0,0,1,1
LINE TYPE 1
CLIP OFF

```

```

CSIZE 3.0,.6
LORG 6
FOR I=0 TO Tt STEP 5
  MOVE I,0.
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
LORG 8

```

```

FOR I=0 TO 200 STEP 20
  MOVE -.5,I
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I

```

```

FOR I=0 TO N2
IF I=N2 THEN GOTO 890
Tc(I)=T(I*N1+N5)
Tc(I)=T(I*N1+N6)
Qc(I)=4073.652*M*(Tce(I)-Tcs(I))
Tcsc(I)=I*N3/60
IF Qc(I)<0 THEN GOTO 880
LOT Tiempo(I),Qc(I)
NEXT I

```

```

FOR I=0 TO N2
IF I=N2 THEN GOTO 970
Tee(I)=T(I*N1+N7)
Tee(I)=T(I*N1+N8)
Qe(I)=4174.634*Ve*(Tee(I)-Tee(I))
Qe(I)=0
IF Qe(I)<0 THEN GOTO 960
LOT Tiempo(I),Qe(I)
NEXT I

```

```

GRAPHICS
*****
CALCULO Y GRAFICA DE EFICIENCIA
*****

```

```

GRAPHICS ON
LORG 4
RATIO_max=100*MAX(1,RATIO)
RATIO_min=100*MAX(1,1/RATIO)
FOR I=.3 TO .3 STEP .1
MOVE X_gdu_max/2+I,Y_gdu_max
LABEL "EFICIENCIA"
NEXT I

```

```

LORG 90
LORG 3.5
MOVE Y_gdu_max/2
LABEL "EFICIENCIA INSTANTANEA (%)"

```

```

LORG 4
LDIR 0
MOVE X_gdu_max/2,.07*Y_gdu_max
LABEL "TIEMPO (min)"
VIEWPORT .1*X_gdu_max,.98*X_gdu_max,.15*Y_gdu_max,.9*Y_gdu_max
WINDOW 0,Tt,0,140
AXES 1.,5,0,0,5,5,3
AXES 1.,5,Tt,140,5,5,3
LINE TYPE 3
GRID 5,10,0,0,1,1
LINE TYPE 1
CLIP OFF
SIZE 3.0,.6
LORG 6
FOR I=0 TO Tt STEP 5
  MOVE I,0.
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
LORG 8
FOR I=0 TO 140 STEP 10
  MOVE 0,.1
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
FOR I=0 TO N2
  IF Qc(I)=0 THEN GOTO 1450
  Eficiencia(I)=Qe(I)/Qc(I)*100
  IF Eficiencia(I)<0 THEN GOTO 1450
  IF Eficiencia(I)>140 THEN GOTO 1450
  PUT Tiempo(I),Eficiencia(I)
NEXT I

```

\*\*\*\*\*  
 CALCULO Y GRAFICA DE LA CONDUCTIVIDAD EFECTIVA  
 \*\*\*\*\*

FINCH ON

```

RATIO=100*MAX(I,RATIO)
RATIO=100*MAX(I,1/RATIO)
FOR I=.3 TO .3 STEP .1
  MOVE X_gdu_max/2+I,Y_gdu_max
  LABEL "CONDUCTIVIDAD EFECTIVA"
NEXT I

```

```

LORG 3.5
MOVE 0,Y_gdu_max/2
LABEL "CONDUCTIVIDAD EFECTIVA (W/m oC)"

```

```

MOVE X_gdu_max/2,.07*Y_gdu_max
LABEL "TIEMPO (min)"
VIEWPORT .1*X_gdu_max,.98*X_gdu_max,.15*Y_gdu_max,.9*Y_gdu_max
WINDOW 0,Tt,0,600
AXES 1.,10,0,0,5,5,3
AXES 1.,10,Tt,600,5,5,3
LINE TYPE 3
GRID 5,10,0,0,1,1

```

```
CLIP OFF
CSize 3.0,.6
LORG 6
FOR I=0 TO 11 STEP 5
  MOVE I,0.
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
LORG 8
FOR I=0 TO 600 STEP 50
  MOVE 0.,I
  LABEL USING "#,K";I
NEXT I
FOR I=0 TO N2
  IF (.0019635*((Tce(I)+Tcs(I))/2-(Tee(I)+Tes(I))/2))=0 THEN GOTO 1930
  Kef(I)=Qe(I)*.49/((.0019635*((Tce(I)+Tcs(I))/2-(Tee(I)+Tes(I))/2))
  IF Kef(I)<0 THEN GOTO 1930
  IF Kef(I)>600 THEN GOTO 1930
  PLOT Tiempo(I),Kef(I)
NEXT I
PRINT "TERMINE"
END
```

\*\*\*\*\*  
"GRAF\_CAMP"

PROGRAMA PARA GRAFICAR CAMPOS DE TEMPERATURA Y PRESION

\*\*\*\*\*  
INSTRUCCIONES PARA LEER ARCHIVOS

\*\*\*\*\*  
DIM T(2000),P(2000)

PRINT "NOMBRE DEL ARCHIVO"

INPUT A\$

ASSIGN @Path TO A\$

PRINT "NUMERO TOTAL DE CANALES="

INPUT N1

PRINT "NUMERO DE MUESTRAS="

INPUT N2

PRINT "ORDEN Tce="

INPUT Otce

PRINT "ORDEN Tce="

INPUT Otce

PRINT "ORDEN Tee="

INPUT Otce

PRINT "ORDEN Tee="

INPUT Otce

PRINT "ORDEN T1="

INPUT O11

PRINT "ORDEN T2="

INPUT O12

PRINT "ORDEN T2b="

INPUT O12b

PRINT "ORDEN T3="

INPUT O13

PRINT "ORDEN T4="

INPUT O14

PRINT "ORDEN T5="

INPUT O15

PRINT "ORDEN T6="

INPUT O16

PRINT "ORDEN DEL TRANSDUCTOR DE PRESION="

INPUT O17

PRINT "TEMPERATURA MINIMA (en oC)="

INPUT T1

PRINT "TEMPERATURA MAXIMA (en oC)="

INPUT T2

PRINT "NIVEL DE LLENADO DE LIQUIDO (en m)"

INPUT L

PRINT

FOR I=1 TO 1 STEP -1

ASSIGN @Path, I: T(I)

PRINT

ASSIGN @Path TO \*

\*\*\*\*\*  
FIN DEL PROGRAMA

\*\*\*\*\*  
GRAFICA DE CAMPO DE TEMPERATURA

```

PLOTTER IS 3,"INTERNAL"
GRAPHICS ON
LORG 6
CSIZE 4.5
X_gdu_max=100*MAX(1,RATIO)
Y_gdu_max=100*MAX(1,1/RATIO)
FOR I=-.2 TO .2 STEP .1
MOVE X_gdu_max/2+I,Y_gdu_max
LABEL "TEMPERATURA DEL FLUIDO A LO LARGO DEL TERMSIFON"
NEXT I
DEG
LDIR 90
CRIZE 3.5
MOVE 0,Y_gdu_max/2
LABEL "Temperatura ('C)"
LORG 4
LDIR 0
MOVE X_gdu_max/2,.07*Y_gdu_max
LABEL "DISTANCIA EN (m)"
VIEWPORT .1*X_gdu_max,.98*X_gdu_max,.15*Y_gdu_max,.9*Y_gdu_max
WINDOW 0,.50,T4,T5
AXES .01,1,0,T4,5,5,3
AXES .01,1,.50,T5,5,5,3
LINE TYPE 7
LWD 10,2,0,20,1,1
LTYPE TYPE 1
GLIP OFF
GAZE 3,0,.6
END
FOR I=0 TO 1.00 STEP .10
MOVE I,T4-.1
LABEL USING "#,K",I
NEXT I
END
FOR I=T4 TO T5 STEP 5
MOVE 0.,I
LABEL USING "#,K",I
NEXT I
END
PRINT "MUESTRA QUE SE QUIERE GRAFICAR (si ya no desea otra oprima 0)"
GOTO M
IF M=0 THEN GOTO 1180
LINE TYPE 4
GOTO 0,(T((M-1)*N1+0tce)+T((M-1)*N1+0tcs))/2
GOTO 0,(T((M-1)*N1+0tce)+T((M-1)*N1+0tcs))/2
GOTO .01,T((M-1)*N1+0t1)
GOTO .02,T((M-1)*N1+0t2)
GOTO .03,T((M-1)*N1+0t2b)
GOTO .04,T((M-1)*N1+0t2)
GOTO .05,T((M-1)*N1+0t2)
GOTO .06,T((M-1)*N1+0t3)
GOTO .07,T((M-1)*N1+0t4)
GOTO .08,T((M-1)*N1+0t5)
GOTO .09,T((M-1)*N1+0t6)
GOTO .10,(T((M-1)*N1+0tee)+T((M-1)*N1+0tes))/2
END
END
*****
FIN DE GRAFICACION CAMPO DE TEMPERATURA

```

\*\*\*\*\*  
 \* GRAFICACION CAMPO DE PRESION  
 \*\*\*\*\*

```

PAUSE
PRINT "PRESION MINIMA (en 10^5 Pa)="
INPUT P1
PRINT "PRESION MAXIMA (en 10^5 Pa)="
INPUT P2
RINIT
PLOTTER IS 3,"INTERNAL"
GRAPHICS ON
LONG 6
COTE 4,5
Y_gdu_max=100*MAX(1,RATIO)
X_gdu_max=100*MAX(1,1/RATIO)
FOR I=.2 TO .2 STEP .1
  GOSUB 1,GDU_max/2+I,Y_gdu_max
  LABEL "PRESION DEL FLUIDO A LO LARGO DEL TERMOSIFON"
  PRINT I
NEXT I
LONG 40
COTE 3,5
GOTO 0,Y_gdu_max/2
  LABEL "Presion (10^5 Pa)"
  GOTO 4
  GOTO 0
  GOTO X_gdu_max/2,.07*Y_gdu_max
  LABEL "Altura ( m )"
  GOTO 1,X_gdu_max,.98*X_gdu_max,.15*Y_gdu_max,.9*Y_gdu_max
  GOTO 0,.50,P1,P2
  GOTO .01,.01,0,P1,5,5,3
  GOTO .01,.01,.5,P2,5,5,3
  TYPE 3
  GOTO 1,2,0,20,1,1
  TYPE 1
  GOTO 3,0,6
  GOTO 1,0 TO 1 STEP .1
  GOTO 1,P1-1005
  USING "0,K";I
  GOTO 1
  GOTO I,1 TO P2 STEP .1
  GOTO 0,1
  USING "0,K";I
  GOTO 1
  GOTO "MUESTRA QUE SE QUIERE GRAFICAR (si ya no se desea otra oprima 0)"
  GOTO N
  THEN GOTO 1800
  TYPE 4
  GOTO 10*(9.4051-2353/(T(I)+273.16)))/100
  GOTO 0*(.51*(N-1)*N1+Op)+980*9.8*H)/100000
  GOTO N*(T((N-1)*N1+Op))/100000
  GOTO .49*(T((N-1)*N1+Op))/100000
  GOTO 0
  GOTO 0*(10*(9.4051-2353/((T((N-1)*N1+Otc))+T((N-1)*N1+Otc))/2+273.16)))/100
  
```



PLOT .01, (10^(9.4051-2353/(T((N-1)\*N1+Dt1)+273.16)))/1000  
PLOT .095, (10^(9.4051-2353/(T((N-1)\*N1+Dt2)+273.16)))/1000  
PENUP  
PLOT .095, (10^(9.4051-2353/(T((N-1)\*N1+Dt2b)+273.16)))/1000  
PENUP  
PLOT .195, (10^(9.4051-2353/(T((N-1)\*N1+Dt3)+273.16)))/1000  
PLOT .295, (10^(9.4051-2353/(T((N-1)\*N1+Dt4)+273.16)))/1000  
PLOT .395, (10^(9.4051-2353/(T((N-1)\*N1+Dt5)+273.16)))/1000  
PLOT .480, (10^(9.4051-2353/(T((N-1)\*N1+Dt6)+273.16)))/1000  
PLOT .490, (10^(9.4051-2353/(T((N-1)\*N1+Dtee)+T((N-1)\*N1+Dtes))/2+273.16))

GO TO 1180

END

## ANEXO C CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CALOR

Los mecanismos de transferencia de calor a través del aire que rodea al termosifón son conducción, convección y radiación.

Se puede hacer una evaluación aproximada de la pérdida total, calculando las pérdidas a través de cada uno de los mecanismos señalados y sumarlas:

$$Q_p = Q_{P_{cond}} + Q_{P_{conv}} + Q_{P_{rad}}$$

a) Pérdidas de calor por conducción a través del aire en el tubo aislante

La dependencia de la conductividad térmica con la presión está controlada por el número de Knudsen  $Kn$  (56), definido por:

$$Kn = \lambda / l^*$$

donde  $\lambda$  es el camino libre medio de las moléculas y  $l^*$  es una longitud característica. Para el aire  $\lambda$  está dado con razonable exactitud por:

$$\lambda = \lambda_0 (T_m/T_0) (P_0/P)$$

con  $\lambda_0 = 6.30 \times 10^{-8}$  m,  $T_0 = 288$  K y  $P_0 = 1$  atm

La conductividad térmica es virtualmente insensible a la presión (dentro del 1% por atmósfera) hasta  $Kn > 0.003$ .

Después, la conductividad térmica  $k$  decrece lentamente con la presión, acercándose a cero a medida que  $P$  se acerca a cero.

Para  $0.01 \leq Kn \leq 0.1$   $k$  satisface:

$$k = k_0 / (1 + 3.68Kn)$$

donde  $k_0$  es el valor de la conductividad térmica a la presión atmosférica ( $k_0 = 0.024$  w/mK)

No se tiene una fórmula disponible para  $0.1 < Kn < 10$ . Sin embargo para  $Kn \geq 10$  la relación es:

$$k = (k_0 / 3.68Kn) (T_m/T_0)^{0.5} = (k_0 \Lambda_0) (L)(P/P_0) (T_0/T_m)^{0.5}$$

En este régimen,  $k$  es directamente proporcional a  $P$  y también a  $L$ . De la dependencia lineal en  $L$  resulta

$$h = k/L$$

que es independiente de  $L$ , similar a la transferencia de calor radiante.

La longitud característica del aire que rodea al termosifón se tomó como la distancia radial entre los dos tubos (aunque en la práctica los tubos no quedaron colocados axialmente). Entonces  $L=0.02$ m. Se consideró una temperatura media máxima de  $T_m=50^\circ\text{C}=323\text{K}$

Haciendo uso de las ecuaciones anteriores y sus extrapolaciones se calculó la conductividad térmica del aire en función de la presión.

Resultando una conductividad térmica de  $0.0068$  w/mK para la presión registrada en el tubo aislante (aproximadamente  $100$  Pa).

Suponiendo que los tubos termosifón y aislante se

se encuentran concéntricos y despreciando la conductividad a través de los vidrios por ser estos muy delgados en comparación con la distancia entre los tubos, se pueden usar las ecuaciones de conducción en un anillo (57). Quedando por tanto la pérdida de calor por conducción como función de la temperatura ambiente. Se calculó también la pérdida de calor por conducción a través de los termopares mediante la ecuación de conducción a lo largo de un cilindro. Esta pérdida de calor es sólo una fracción de la anterior, que al sumarla dan las pérdidas totales por conducción. En el Cuadro C-1 se encuentran tabuladas las pérdidas de calor por conducción como función de la temperatura en el interior del termosifón y la temperatura ambiente para a) Presión atmosférica y b) presión reducida (100 Pa). De éste se desprende que al reducir la presión a cerca de 100 Pa, la pérdida de calor por conducción se reduce a un poco menos de la tercera parte.

#### b) Pérdida de calor por convección

Como el termosifón se encuentra cubierto por el tubo exterior, en el aire comprendido entre los dos tubos sólo se da una convección natural. Si se hace una aproximación, se pueden utilizar (58) las ecuaciones empíricas para convección en cavidades verticales para flujo laminar ( $10^{-3} Gr < 2 \times 10^4$ ):

$$Nu = 0.18 Gr^{.25} (L/b)^{.4} \quad (1/9)$$

donde L es la longitud y b el espesor de la cavidad

con  $Nu = qb / (k(T_1 - T_2))$   $Gr = g\beta^2 b^3 (T_1 - T_2) / \nu^2$

Se obtiene para la condición extrema de operación ( $T = 50^\circ\text{C}$  y  $T = -20^\circ\text{C}$ ) operando a presión atmosférica, pero con tubo exterior, una pérdida de  $2.6 \times 10^{-2}$  w y reduciendo la presión a 100 Pa en estas mismas condiciones de temperaturas se tendría una pérdida de  $1.43 \times 10^{-4}$  w; por lo que comparada con la pérdida calculada por conducción, la pérdida debida a la convección puede despreciarse.

c) Pérdida por radiación

Usando la ecuación de Stefan-Boltzmann para radiación de cuerpo negro (SB):

$$Q = A \sigma T^4$$

donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann ( $5.6697 \times 10^{-8}$  w/m<sup>2</sup>K),  $A$  es el área del termosifón y  $T$  es la temperatura absoluta en grados Kelvin

La energía radiante que sale del termosifón es:

$$R = A \sigma (T^4 - T_{amb}^4)$$

Las pérdidas por radiación calculadas para cada experimento se encuentran en el Cuadro F-2.

La porción de calor que al finalizar cada experimento se emplea todavía en aumentar la temperatura del fluido y de la masa térmica del enfriador es pequeña, menor a un watt.

También se calculó la pérdida de calor por la fuga de vapor del termosifón, en base a la gráfica de presión contra tiempo mostrada en la figura (A-7) y también

resultó menor a un watt.

resulto menor a un watt.

T/Tamb	24	25	26	27	28
30	1.2	1.0	0.8	0.6	0.4
35	2.1	1.9	1.7	1.5	1.4
40	3.1	2.9	2.7	2.5	2.3
45	4.0	3.8	3.7	3.5	3.5
50	5.0	4.8	4.6	4.4	4.3
55	6.0	5.8	5.6	5.4	5.2
60	6.9	6.7	6.6	6.5	6.2

a)

T/Tamb	24	25	26	27	28
30	0.4	0.5	0.2	0.2	0.1
35	0.6	0.6	0.5	0.5	0.4
40	0.9	0.8	0.8	0.8	0.7
45	1.2	1.1	1.1	1.1	1.0
50	1.4	1.3	1.3	1.3	1.2
55	1.7	1.7	1.6	1.6	1.5
60	2.0	2.0	1.9	1.9	1.8

b)

Ejemplo C-1 Pérdida de calor por conducción (en Watts) en función de la temperatura del termosifón y la temperatura ambiente

a)  $P_{ca} = 10^5 \text{ Pa}$   
 b)  $P_{ca} = 100 \text{ Pa}$

T/Tamb	24	25	26	27	28
30	4.5	5.6	2.9	2.2	1.9
35	8.2	7.4	6.7	6.0	5.5
40	12.2	11.5	10.7	10.0	9.5
45	16.4	15.6	14.9	14.2	13.5
50	20.8	20.1	19.3	18.6	17.9
55	25.4	24.7	24.0	23.2	22.6
60	30.2	29.5	28.8	28.1	27.3

Ejemplo C-2 Pérdida de calor por radiación (en Watts) en función de la temperatura del termosifón y la temperatura ambiente

T/Tamb	24	25	26	27	28
30	4.1	3.9	3.1	2.4	1.9
35	8.8	8.0	7.2	6.5	5.1
40	13.7	12.5	11.8	10.8	10.0
45	17.6	16.7	16.0	15.1	14.5
50	22.2	21.4	20.6	19.9	19.1
55	27.1	26.4	25.6	24.8	24.0
60	32.2	31.5	30.7	30.0	29.1

Ejemplo C-3 Pérdida de calor total (en Watts) en función de la temperatura del termosifón y la temperatura ambiente

$P_{ca} = 100 \text{ Pa}$



## ANEXO D ANALISIS DE ERRORES

Las incertidumbres asociadas a la presión  $P$  y a la temperatura  $T$  se deben a la calibración del transductor y de los termopares respectivamente por lo que:

$$\delta P = \pm 0.013 \times 10^5 \text{ Pa} \quad \text{y} \quad \delta T = \pm 0.16^\circ \text{C}$$

Como los flujos del agua de calentamiento y de enfriamiento sólo se midieron una vez a lo largo de cada experimento, la incertidumbre asociada a estas cantidades se obtuvo con la desviación estandar asociada al promedio del valor del flujo del experimento en cuestión, con los valores para los experimentos anterior y posterior al mismo. Estas incertidumbres se encuentran anotadas para cada experimento en el Cuadro U-1.

El error asociado a los flujos de calor se obtuvo con la siguiente relación (55):

$$\delta Q = \delta v \cdot C_p (\Delta T) + v \cdot C_p (\delta T)$$

Para la eficiencia se consideró:

$$\delta \text{Efi} = (Q_c \delta Q_e + Q_e \delta Q_c) / Q_c^2$$

La incertidumbre asociada a la conductividad efectiva:

$$\delta k_{\text{ef}} = L/A ((Q_e \delta T + \Delta T \delta Q_e) / \Delta T^2)$$

## ANEXO E Modelo para describir la transferencia de calor dentro del termosifón.

El calor suministrado al termosifón a través del intercambiador de calentamiento, puede seguir dos caminos: a) hacia el intercambiador de enfriamiento (calor transferido) y b) hacia las regiones cercanas al termosifón (calor perdido).

En símbolos:

$$Q = Q_{\text{transf}} + Q_{\text{perd}}$$

La estimación del calor perdido se hace en el Anexo C.

El valor experimental del calor transferido puede determinarse de una manera directa por medio de la medición del calor ganado por el fluido de trabajo en el intercambiador de enfriamiento. Este calor de calor transferido, parte es transferido por convección, parte por radiación y otra por cambio de fase. Esto es:

$$Q_{\text{transf}} = Q_{\text{conv}} + Q_{\text{rad}} + Q_{\text{cambio fase}}$$

Una estimación del calor transferido por convección puede ser obtenida a partir del trabajo de Lighthill ( ), quien analizó el fenómeno de transferencia de calor por convección en una cavidad cilíndrica.

El calor transferido por radiación se puede calcular usando la relación:

$$Q_{rad} = \sigma (T_o^4 - T_i^4)$$

donde las temperaturas  $T_i$  y  $T_o$  son las temperaturas absolutas del intercambiador de calentamiento y enfriamiento respectivamente.

La transferencia de calor por cambio de fase es un fenómeno complicado que puede presentarse bajo varios tipos de comportamiento que requieren cada uno de ellos modelos diferentes desde el punto de vista cualitativo.

El calor transferido por cambio de fase cuando hay burbujas presentes, es el producto de la masa de líquido ( $M$ ) que se transforma en vapor por unidad de tiempo y el calor latente del fluido de trabajo ( $h_{fg}$ ). Esto es:

$$Q_{camb. fase} = dM/dt \cdot h_{fg}$$

Ahora bien:

$$dM/dt = n \cdot V \cdot \rho_v$$

donde:  $n$  = número de burbujas que se generan por unidad de tiempo

$V$  = volumen de las burbujas

$\rho_v$  = densidad del vapor

La densidad del vapor contenido en las burbujas se puede calcular por medio de la expresión:

$$\rho_v = R/\mu \cdot T/P$$

donde  $T$  es la temperatura de la burbuja y  $P$  la presión del vapor dentro de la burbuja. Se considera que la burbuja se encuentra en equilibrio térmico con sus alrededores, y que la presión del vapor dentro de la burbuja está dada por la fórmula de Laplace:

$$P = P_0 - 2\sigma/r$$

donde  $P_0$  es la presión en los alrededores de la burbuja,  $r$  su radio y  $\sigma$  la tensión superficial.

Este es un modelo es altamente simplificado, sobre todo en lo que se refiere a la transferencia de calor por convección puesto que la sola presencia de las burbujas, modifica el patrón de convección descrito por Lighthill.

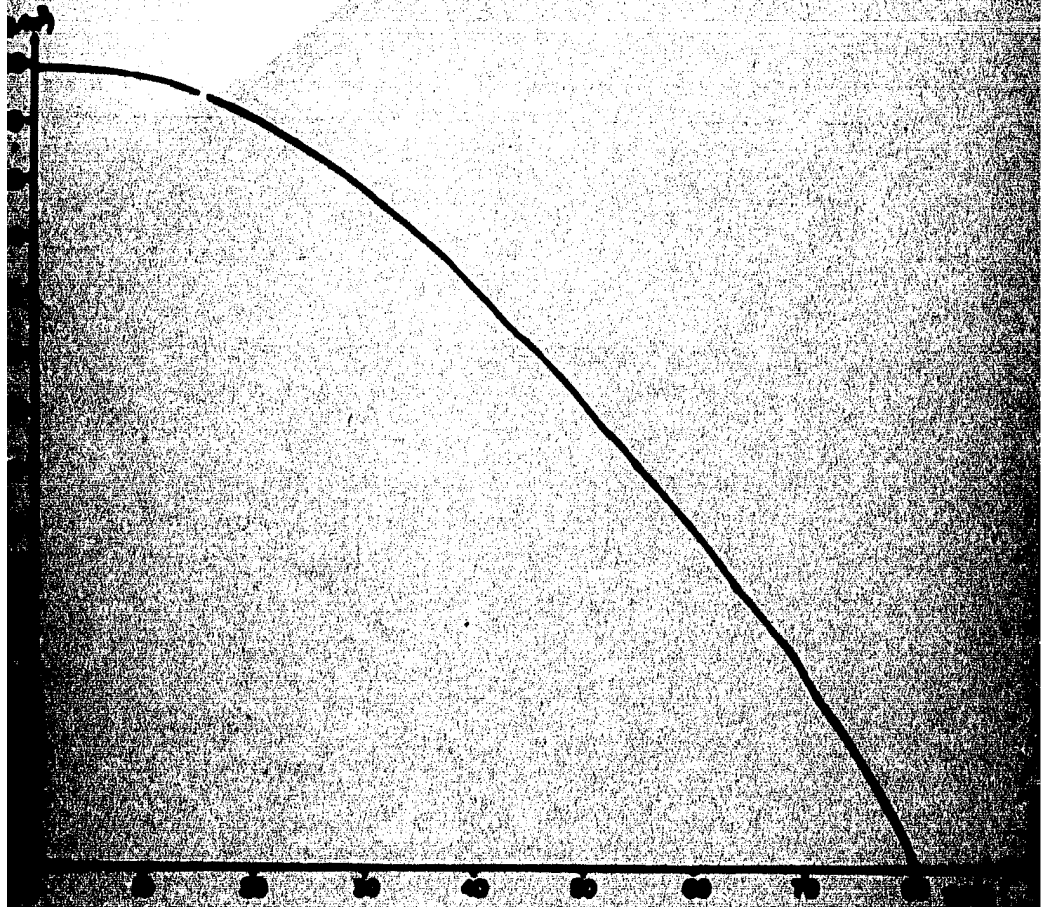


FIGURA 2 - I Denotas del agua de fozes de la temperatura (a) Fozes de fozes de fozes

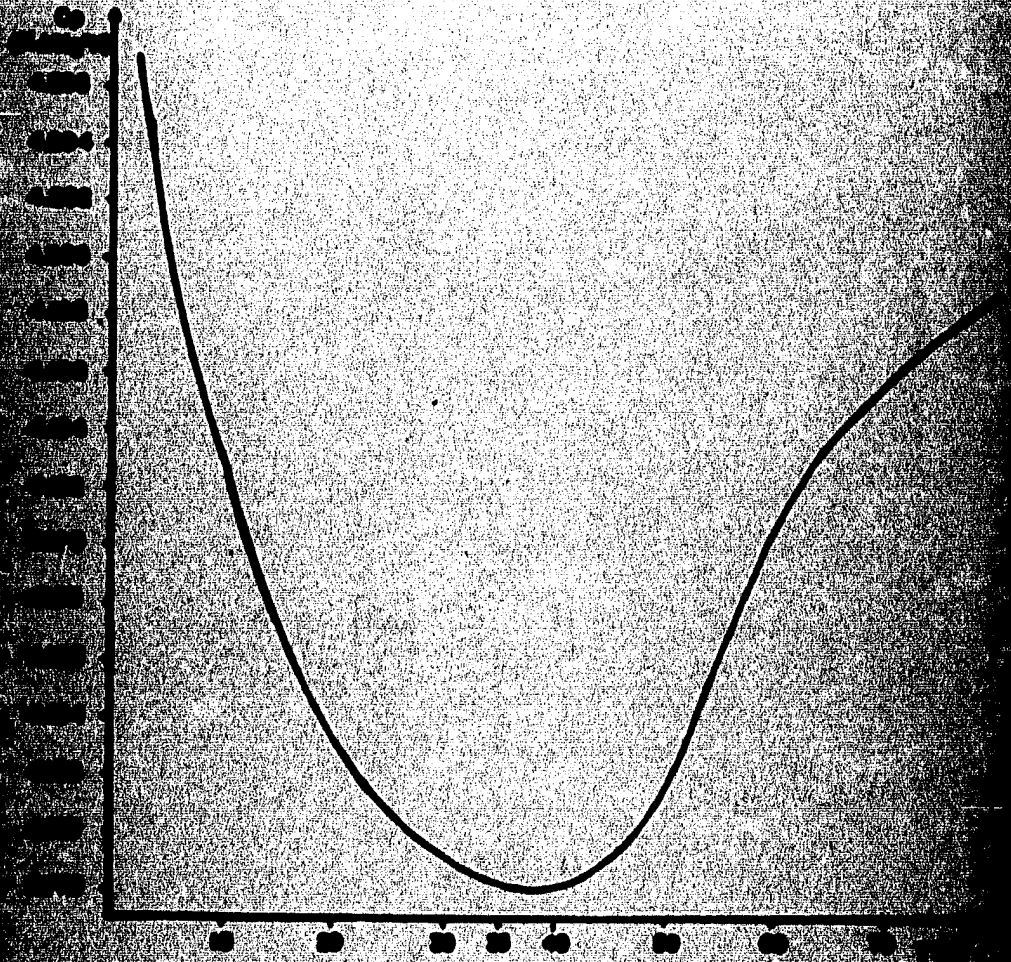


FIGURA E-2 Calor específico e grado de contracción del agua en función de la temperatura [C]

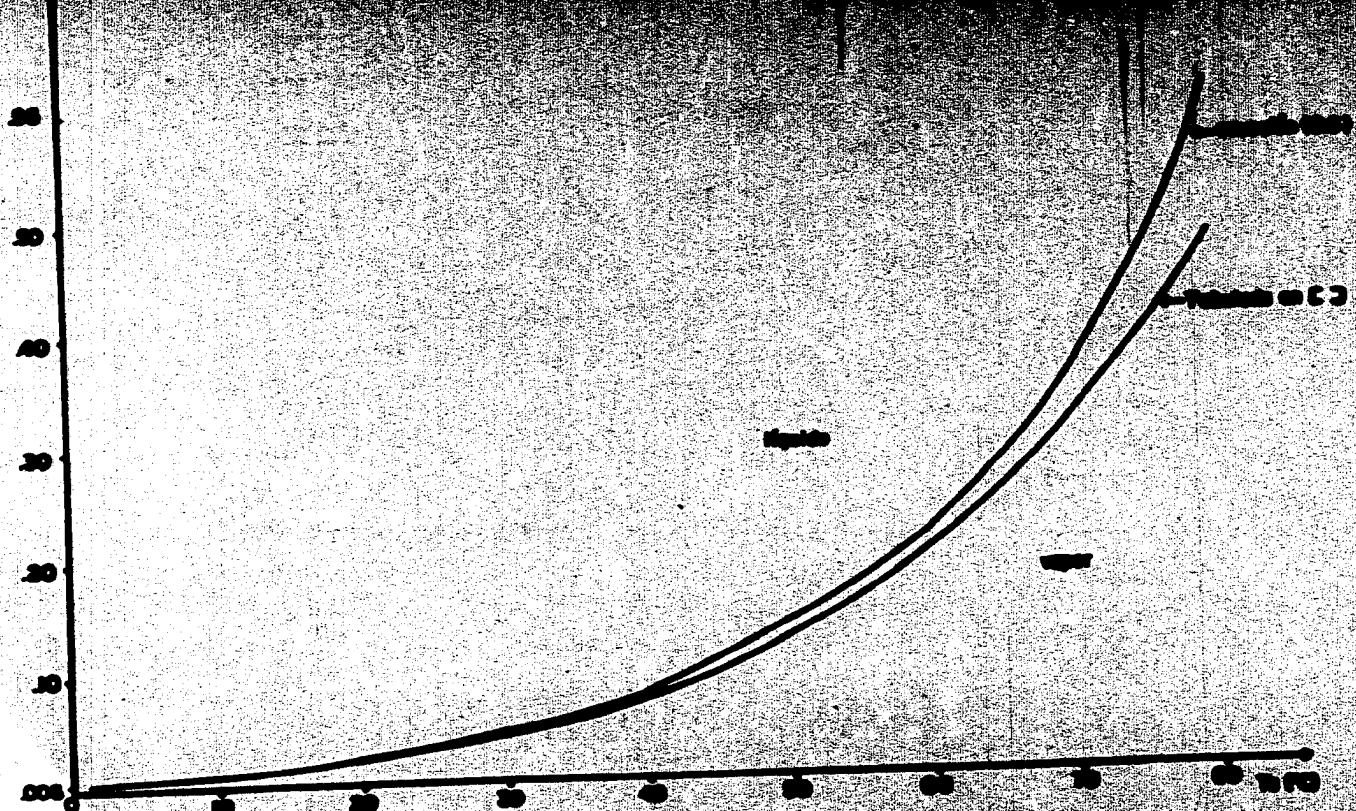


Figura 2-3 Gráfico de curvas de crescimento de uma população

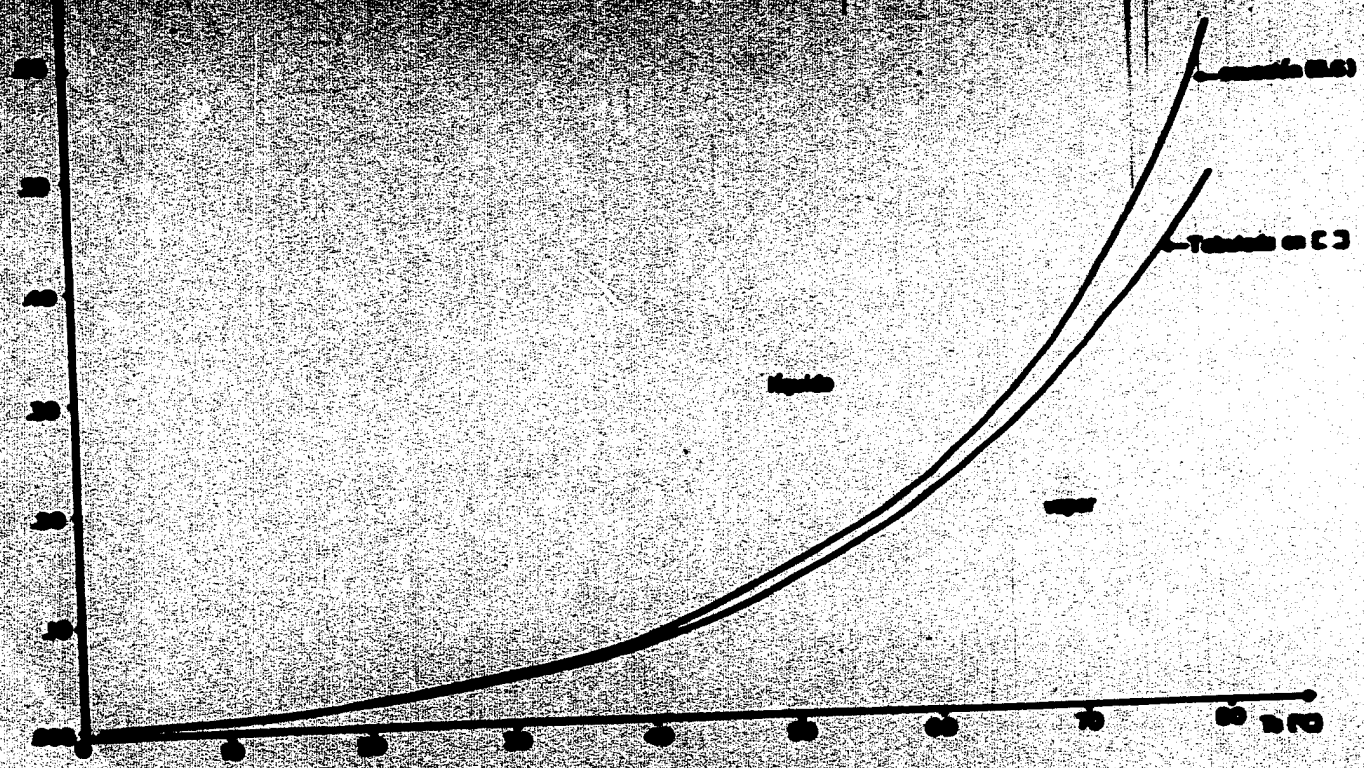


Figure 1 - Tubulin on C2 and C3



## BIBLIOGRAFIA

1. Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Handbook of heat transfer, Mc. Graw Hill (1973)
2. Ramos E., Principios de la conversión fototérmica, en Curso de actualización en energía solar, Instituto de Investigaciones en Materiales, UNAM, México (1984)
3. Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N., Transport phenomena, Wiley International Edition (1960)
4. Velarde G.M., Normand Ch., Convection, Scientific American, 243, pp.92-108 (1980)
5. Schmidt E., General discussion on heat transfer, Heat transmission by natural convection at high centrifugal acceleration in water-cooled gas-turbine blades, Inst. Mech. Eng., London, pp.361 (1951)
6. Cohen H., General discussion on heat transfer, Institution of Mechanical Engineers, London, Sect IV (1951)
7. Cohen H., Bayley F.J., Heat transfer problems of liquid-cooled gas turbine blades, Proc. Inst. Mech. Engrs., 169, pp.1063-1074 (1955)
8. Japiske D., en Advances in thermosiphon technology, Advances in heat transfer, 9, pp.2-11, Academic Press, New York (1973)
9. Acosta R., Manero E., Estudio teórico experimental sobre termosifones en una y dos fases, Tesis profesional, Facultad de Ingeniería, UNAM (1984)
10. Larkin B.S., An experimental study of the two-phase thermosiphon tube, Transaction of the CSME, 14 (1971)
11. Hahne E. Gross U., The influence of the inclination angle on the performance of a closed two-phase thermosiphon, in Advances in heat pipe technology (edited by D.A. Reay) pp.125-136, Pergamon Press (1982)
12. Andros F.E., Florschuetz L.W., Heat transfer characteristics of the two-phase closed thermosiphon (wickless heat pipe), Seventh international heat transfer conference, Munich, W. Germany, 4 (1982)
13. Imura H., Sasaguchi K., Kozai H., Critical heat flux in closed two-phase thermosiphon, Int. J. heat and mass transf., 26, pp. 1181 (1983)

14. Dunn F., Reay D.A., Heat pipes, Pergamon Press, Great Britain (1978)
15. Grover S.M., Cotter T.P., Erickson G.F., Structures of very high thermal conductance, J. Appl. phys., 35, pp. 1970-1991 (1964)
16. Shiraishi M., Kikuchi K., Yamanishi T., Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, in Advances in heat pipe technology, edited by Reay D.A., pp. 95-104, Pergamon Press (1982)
17. Nagirshi K., Sawada T., Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon, Int. J. heat mass transf., 26, pp. 1207 (1983)
18. Long E.L., The long thermopile, Proc. permafrost int. conf., pp. 4487-491 (1983)
19. Waters E.D., Artic tundra kept frozen by heat pipes, Oil gas J., 26, pp. 122-125 (1974)
20. Larkin B.S., A computer cooling application for thermosiphons, Eng. J. (1973)
21. Lee Y., Bedrossian ., The characteristics of heat exchangers using heat pipes or thermosiphons, Heat Transf., 21, pp 221-229 (1978)
22. Ortabasi U., A tubular evacuated solar collector utilizing a heat pipe as absorber, Revue internationale d'helio technique, pp. 14-17 (1976)
23. Francken J.C., A heat pipe collector for low temperatures, Int. Sol. En. Cong., New Delhi, pp. 700-705 (1978)
24. Ernst D.M., Eastman G.W., Cost effective solar collectors using heat pipes, Thermacore, Inc. Leola, P.A. (1978)
25. Kreitlow D.B., Reistad D.M., Miles C.R., Culver G.G., Thermosyphon models for downhole heat exchanger application in shallow geothermal systems, Heat Transf., 100, pp 713-719 (1978)
26. Lee Y., Study of waste heat recovery systems using finned heat pipes or two-phase closed thermosiphons, Final report, D.S.S. Research contract n. OSU78-00325, Ottawa, Canada (1979)
27. Groll M., Nguyen-Chi H., Heat recovery devices employing gravity-supported heat pipes as components, 1st IEA conference on new energy conservation technologies, Berlin (1981)

28. Larkin B.S., A heat pipe for control of heat sink temperature, National Research Council of Canada, pp.319-324 (1980)
29. Chao S.L., Schoenhals R.J., An experimental study of a closed two-phase thermosyphon for ice production, 20th Joint ASME/AICHE national heat transfer conference, Milwaukee, Wisconsin (1981)
30. Agabaev Ch., Kolomoets N.V., Markman M.A., Simonovskii L.M., Rzhnevskii V.M., Kamenskii V.T., An experimental investigation of a solar thermoelectric generator with heat pipe, *Gelioteknika*, No. 2, pp. 64-68 (1981)
31. Mulás P., Energy in Mexico, 1st conference in energetic alternatives from the point of view of the final use of the energy, Princeton (1982)
32. Informe del sector eléctrico 1980-1981, Comisión Federal de electricidad (1982)
33. Lee Y., Mital U., A two-phase closed thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 15, pp. 1695-1707 (1972)
34. Clements B. Lee Y., Additional parameters in two-phase closed thermosyphons: effects of tube diameter and wall thickness, *Int. J. Heat mass Transf.*, 24, pp. 1554-1566 (1981)
35. Hahne E. Gross U., The influence of the inclination angle on the performance of a closed two-phase thermosyphon, in *Advances in heat pipe technology* (Ed. by D.A. Reay) pp.125-136, Pergamon Press (1982)
36. Nguyen-chin H. Groll M., Entrainment or flooding limit in a closed two-phase thermosyphon, in *Advances in heat pipe technology* (Ed. by D.A. Reay), pp 147-162, Pergamon Press (1982)
37. Nuyen-Chin H. Groll M. Thong H., Experimental investigation of closed two-phase thermosyphons, *J. Energy*, 6, pp.283-285 (1982)
38. Takuma M. Maezawa S. Tsuchida A., Heat transfer characteristics of reflux condensation in two-phase closed thermosyphons, Report Seikei University, Japan (1982)
39. Dasarosa C. Tatrofa E. Shlginski A., The geyse effect in a two-phase thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 26, pp. 933 (1983)
40. Callen H.B., *Thermodynamics*, J. Willey & Sons, N.Y. (1960)
41. Lighthill M.J., Theoretical considerations on free convection in tubes, *Quart. Mech. and Appl. Math.*, 9(1)

42. Rayley F.J., Lock G.S.H., Heat transfer characteristics of the closed thermosyphon, Journal of heat transfer, Transactions of the ASME, pp.30-40 (1965)

43. Liang S.F., Vidal A., Acrivos A., Buoyancy-driven convection in cylindrical geometries, Fluid Mech., 36, pp.239 (1969)

44. Stork K., Moller U., Convection in boxes: an experimental investigation in vertical cylinders annuli, Fluid Mech., 71, pp. 231-240 (1975)

45. Bergles A.E., Two-phase flow and heat transfer in the power and process industries, Mc. Graw Hill, N.Y. (1981)

46. Spindel Th., Laminar film condensation heat transfer in closed two-phase thermosyphons, en Advances in heat pipe technology (Ed. by D.A.Reay), pp. 163-173, Pergamon Press, Oxford (1982)

47. Strel'tsov A.I., Theoretical and experimental investigation of optimum filling for heat pipes, Heat Transf. Soviet Res., 7, pp.23-27 (1975)

48. Tong L.S., Boiling heat transfer and two-phase flow, Kriegel, N.Y. (1975)

49. Powell R., Thermocouple thermometry in heat transfer measurements (Ed. by Goldstein), Mc. Graw-Hill, Series in thermal Physics (1980)

50. Mac Donald D.K., Thermoelectricity an introduction to the principles, Wiley, New York (1962)

51. Omega Engineering, Inc., Temperature measurement handbook (1982)

52. Motorola semiconductor products, Inc. Motorola MPX series pressure sensor elements (1982)

53. Hewlett Packard, Sistem Library, 3052A, Instruments Vol III-B, USA (1979)

54. Fleagle R.G., Businger J. A., An introduction to atmospheric physics,, Academic Press, N.Y. (1963)

55. Squires G.L, Practical Physics, Mc Graw Hill, London (1967)

56. Hollands K.D.T., Advanced non-concentrating solar collectors in solar energy conversion (Ed. Dixon A.E.), Pergamon Press (1979)

57. Ozisik M.N., Transferencia de calor, Mc Graw Hill,

México (1980)

58 Kays W.M., Crawford M. E., Convective heat and mass transfer, Second Edition, Mc Graw Hill, México (1980)