



03073
6

UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE MÉXICO

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

DIRECCIÓN GENERAL DE ESTUDIOS
DE POSGRADO

DETERMINACIÓN DE COEFICIENTES DE
TRANSFERENCIA DE CALOR EN FLUJO EN
DOS FASES CON LA MEZCLA BROMURO
DE LITIO-AGUA PARA EL DISEÑO DE
GENERADORES EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN

T E S I S

PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN ENERGÍA SOLAR
OPCIÓN FOTOTÉRMICA

P R E S E N T A:
ALFREDO XICALE DE AQUINO

DIRECTOR DE TESIS:
DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO

TEMIXCO, MORELOS, MÉXICO

2001



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Esta Tesis la dedico a mis dos grandes amores:

Mi esposa y mi hijo

Gracias Dios

AGRADECIMIENTOS

- A Aidé: Gracias por todo tu apoyo, por tu insistencia y entusiasmo para terminar esta Tesis. Y por darme el regalo más hermoso de mi vida, mi hijo. Te amo.
- A Alfredo: Porque en las situaciones más difíciles iluminaste los momentos haciéndome reír.
- A mis Padres
Antonia y Juan: Gracias por mi existencia, por su apoyo y amor a lo largo de mi vida.
- A mi segunda Madre
Céline: Gracias por abrirme las puertas de tu hogar, por todos tus consejos y por seguir considerándome parte de tu familia.
- Al Dr. Wilfrido: Gracias por tu amistad, por ser mi asesor, por todos tus consejos, por todo el tiempo que me has dedicado y por compartir conmigo tus experiencias y todas las pláticas que tuvimos para hacer más corta todos los días y las horas de experimento.

Agradezco al Centro de Investigación en Energía, a la Universidad Nacional Autónoma de México, al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por el apoyo otorgado para la realización de mis estudios de Maestría y para la realización de esta Tesis. De igual manera agradezco al Instituto Mexicano del Petróleo por el apoyo para realizar este trabajo.

Mis agradecimientos son para todos las personas que de alguna manera han contribuido a lo largo de mi paso por la Maestría, en especial al Dr. Roberto Best Brown por su interés y apoyo; a Eréndira de Gante por su amistad incondicional, por que a mi llegada a Morelos encontré a mi primera amiga; al Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa por su amistad y los consejos en todo momento; a un amigo que con sus consejos y pláticas hicieron más interesante el trabajo y por que siempre que necesité su ayuda lo encontré dispuesto, gracias Dr. Rosemberg.

A todos mis amigos que compartieron conmigo el más valioso tesoro que es su amistad, a Jorge Chan, por ser como es; a Antonio por convivir con nosotros; a Roger, por venir a Puebla; a Eduardo Lugo; a Tatiana, a Enriqueta, Manuel y Ana por ser mi familia.

ÍNDICE

NOMENCLATURA

I.	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Introducción	1
1.2	Aspectos generales de la energía	1
1.3	Sistemas de absorción	3
1.3.1	Sistemas de refrigeración	3
1.3.2	Bombas de calor	4
1.3.3	Transformadores de calor	5
1.4	Objetivo principal	6
1.5	Estructura de la tesis	7
II.	REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	9
2.1	Introducción	9
2.2	Correlaciones de los coeficientes de transferencia de calor para fluidos puros	10
2.3	Correlaciones de los coeficientes de transferencia de calor para mezclas	22
III.	FLUJO EN DOS FASES Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN	30
3.1	Introducción.	30
3.2	Flujo en dos fases	30
3.3	Clasificación del flujo en dos fases	31
3.3.1	Flujos dispersos y separados	31
3.3.2	Modelos y regímenes de flujo	32
3.3.2.1	Flujo vertical	32
3.3.2.2	Flujo horizontal	35
3.3.2.3	Gráfica de modelos de flujo	38
3.4	Transferencia de calor en ebullición	38
3.4.1	Ebullición estancada	38
3.4.2	La curva de ebullición	40
3.4.3	Ebullición convectiva forzada en un tubo vertical con calentamiento	42
3.4.4	Variación del coeficiente de transferencia de calor con la calidad	45

IV.	EQUIPO EXPERIMENTAL	48
4.1	Introducción	48
4.2	Descripción del equipo experimental	48
4.2.1	Sección de prueba	50
4.2.2	Tanque de solución	51
4.2.3	Tanque de separación principal	52
4.2.4	Tanque de separación secundario	53
4.2.5	Sistema de condensación	54
4.2.6	Tanque de condensación	55
4.3	Instrumentación y calibración	55
4.3.1	Instrumentación	55
4.3.2	Calibración	58
4.4	Cálculo de incertidumbres	60
4.5	Descripción del software para la adquisición de datos	60
V.	COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTAL	64
5.1	Introducción	64
5.2	Procedimiento experimental	64
5.3	Registro de datos y análisis	66
5.4	Resultados experimentales	68
5.5	Correlaciones de transferencia de calor	69
VI.	CONCLUSIONES	90
	REFERENCIAS	92

NOMENCLATURA

a	ancho del canal (mm)
A	constante empírica (adimensional)
b	constante de Laplace (adimensional)
Bo	número de ebullición (adimensional)
B_M	constante empírica (adimensional)
C	constante empírica (adimensional)
Co	número de convección (adimensional)
C_p	calor específico (kJ/kg·K)
D	diámetro (m)
E	factor de incremento (adimensional)
F	factor de incremento de la transferencia de calor en convección forzada (adimensional)
F_{FL}	parámetro que depende del fluido (adimensional)
Fr	número de Froude (adimensional)
g	aceleración de la gravedad (m/s²)
G	flujo másico (kg/m²·s)
h	coeficiente de transferencia de calor (W/m²·K)
H	entalpía específica (kJ/kg)
H_{FG}	calor latente de vaporización (kJ/kg)
k	conductividad térmica (W/m·K)
K_f	número de ebullición Bo-Pierre
M	peso molecular (kg/kgmol)
Nc	número de componentes (adimensional)
Nu	número de Nusselt (adimensional)
P	presión (bar)
P_{cr}	presión crítica (adimensional)
Pr	número de Prandtl (adimensional)

q	flujo de calor (W/m^2)
Q	carga de calor (W)
R_w	rugosidad de la pared (μm)
Re	número de Reynolds (adimensional)
S	factor de supresión (adimensional)
T	temperatura (K)
ΔT	diferencia de temperatura (K)
v	velocidad lineal (m/s)
x	calidad (fracción en peso)
X	concentración del componente en la fase líquida
X_{tt}	parámetro de Lockart-Martinelli (adimensional)
Y	fracción mol del componente en la fase vapor
z	altura de la aleta (mm)

Subíndices

AV	promedio
B	ebullición
BS	supresión de burbujas
CB	ebullición convectiva
CBD	ebullición convectiva dominante
EQ	equivalente
F	fluido
FC	convección forzada
G	gas
ib	en ebullición incipiente
ID	ideal
L	líquido
LO	flujo total como un líquido
MIX	mezcla
NB	ebullición nucleada

NBD	ebullición nucleada dominante
NBO	coeficiente de ebullición normalizado
o	en condición normalizada
POOL	ebullición estancada
r	condición reducida
S	suministrado
SAT	saturación
SUB	subenfriado
TP	dos fases
V	vapor
W	pared

Símbolos Griegos

δ	brecha anular
μ	viscosidad dinámica ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)
ρ	densidad (kg/m^3)
σ	tensión superficial (N/m)
Ψ	multiplicador de la transferencia de calor en dos fases (h_{TP}/h_L)

RESUMEN

Algunos de los sistemas más interesantes para el ahorro de energía o aprovechamiento de la energía solar, que solo consumen una parte despreciable de energía de alta calidad, son los sistemas de absorción. Los sistemas de refrigeración por absorción y las bombas de calor por absorción son algunos de los sistemas más promisorios para el mejoramiento de procesos industriales y aprovechamiento de energías como la energía solar y la geotérmica que muchas veces no se pueden utilizar por tener temperaturas relativamente bajas. Los sistemas de absorción pueden ser utilizados para refrigeración, calefacción y como transformadores de calor.

Las mezclas amoníaco-agua y bromuro de litio-agua han sido las más utilizadas en sistemas de absorción; la mezcla amoníaco-agua para sistemas de refrigeración y el bromuro de litio-agua para sistemas de aire acondicionado y transformadores de calor. Estas mezclas han sido usadas por sus propiedades favorables tanto físicas como termodinámicas.

Uno de los principales problemas que existen con los sistemas de absorción y en especial para la mezcla bromuro de litio-agua, es que se carece de la información necesaria para el diseño del generador, solo las grandes compañías comerciales cuentan con esta información y se encuentra bajo secreto. La información necesaria para el diseño de generadores y que está relacionada con los procesos de transferencia de calor son los coeficientes de transferencia de calor. El Departamento de Sistemas Energéticos del Centro de Investigación en Energía de la UNAM, ha tenido la inquietud y la necesidad de determinar los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para la mezcla bromuro de litio-agua, que serán de utilidad para el diseño de generadores en sistemas de absorción (refrigeración solar, bombas y transformadores de calor), El presente trabajo tiene como objetivo principal "La determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para la mezcla bromuro de litio - agua, los cuales puedan ser utilizados para el diseño de generadores en sistemas de refrigeración solar, así como en bombas y transformadores de calor".

Capítulo I

INTRODUCCIÓN

1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan primeramente aspectos generales sobre la energía, relacionados con el consumo, producción y reservas. Además se hace una descripción de los sistemas de absorción y la importancia que tienen en el aprovechamiento de la energía solar y el ahorro de energía. Posteriormente se mencionan algunos de los problemas que existen para el diseño de estos equipos. Por último se establece el objetivo principal y la estructura de la presente tesis.

1.2 ASPECTOS GENERALES DE LA ENERGÍA

La producción mundial de energía proviene en un 90% del petróleo, gas natural y carbón, el resto se obtiene de una variedad de fuentes las cuales incluyen la energía nuclear y geotérmica y algunas renovables como la hidráulica, eólica, solar, madera y residuos agrícolas. Los países desarrollados representan un poco menos del 25 % de la población mundial y consumen alrededor del 70% del consumo mundial anual de combustibles fósiles [1].

Las reservas mundiales de petróleo probadas al primero de enero de 1995 son estimadas en 1 005 billones de barriles (equivalente térmico 6 301.35 EJ), las reservas mundiales de gas probadas son de 135 000 milliard m³ (equivalente térmico 5 251.5 EJ), y las reservas mundiales de carbón probadas son de 528 billones de toneladas (equivalente térmico 14 731.2 EJ). La demanda de energía está calculada en 412.2 EJ/año (un Egajoule equivale a 10¹⁸ Joules) [2].

En nuestro país, las reservas estimadas a finales de 1995 eran de 7 100 millones de toneladas de petróleo, 2 000 milliard m³ de gas natural (1 milliard = 1x10⁹ m³) y 1 720 millones de toneladas de carbón con un equivalente térmico de 333.7, 77.8 y 48 EJ respectivamente. La duración de estas

reservas con el consumo actual de energía es estimada en 46.4, 72.4 y 143 años para petróleo, gas natural y carbón respectivamente [1].

Aún con estas grandes reservas de energía, México podría enfrentar serios problemas de suministro de energía en un futuro debido al alto crecimiento poblacional y también al incremento per capita de consumo de energía. Es importante hacer notar, que México exporta aproximadamente el 30% del petróleo crudo nacional para pagar la deuda externa contraída con EE.UU., por estas razones el gobierno mexicano inició en 1993 programas para el ahorro de energía en casi todos los sectores. La principal meta de estos programas fue de reducir el consumo de energía alrededor de un 13 % antes del año 2 000 para asegurar que la demanda no exceda la producción de energía [3]. A la fecha todavía no se tienen datos para verificar si se alcanzaron las metas propuestas, sin embargo, como se puede ver en la figura 1.1, el consumo de energía por unidad de producto interno bruto ha disminuido en los últimos años.

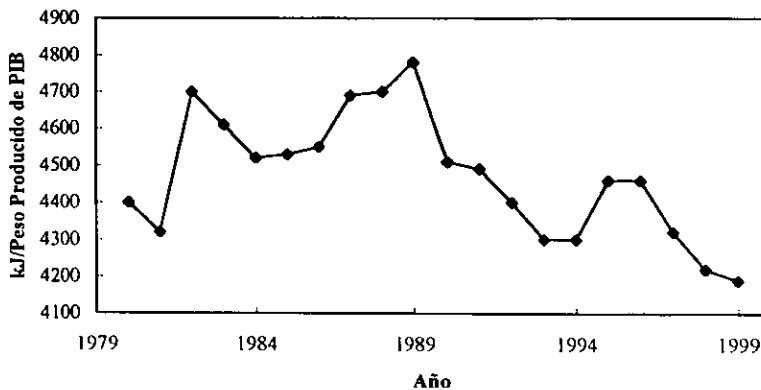


Figura 1.1 Energía consumida en México por cada peso del PIB para diversos años.

México tiene extensas posibilidades de ahorro de energía usando nuevas tecnologías que hagan más eficientes los procesos industriales. Se ha estimado que 300 000 barriles de petróleo crudo

por día equivalentes a 0.687 EJ podrían ser ahorrados adoptando medidas de ahorro de energía en los sectores comercial, industrial y de transporte [4].

1.3 SISTEMAS DE ABSORCIÓN

Algunos de los sistemas más interesantes para el ahorro de energía o aprovechamiento de la energía solar, que solo consumen una parte despreciable de energía de alta calidad, son los sistemas de absorción. Los sistemas de refrigeración por absorción y las bombas de calor por absorción son algunos de los sistemas más promisorios para el mejoramiento de procesos industriales y aprovechamiento de energías como la energía solar y la geotérmica que muchas veces no se pueden utilizar por tener temperaturas relativamente bajas de entre 60 y 100 °C.

Los sistemas de absorción pueden ser utilizados para refrigeración, calefacción y como transformadores de calor [5].

1.3.1 Sistemas de refrigeración

El objetivo de estos sistemas es absorber calor para mantener la temperatura de un cuerpo o de un espacio determinado por debajo de la temperatura de los alrededores. Dependiendo de las temperaturas a las cuales se mantiene el cuerpo o el espacio se dice que estos sistemas pueden operar para aire acondicionado o refrigeración [5].

El ciclo de refrigeración por absorción está basado en la propiedad de ciertos líquidos y sólidos de absorber grandes cantidades de vapor de refrigerante, formando soluciones y compuestos sólidos, en donde los vapores pueden regenerarse cuando se les aplica una cantidad determinada de calor. El vapor del refrigerante se separa de la solución por aplicación de calor en el generador, obteniéndose un vapor sobrecalentado y una solución concentrada a alta presión y temperatura. El vapor se licúa en el condensador por medio de enfriamiento ya sea mediante agua o aire y el líquido saturado obtenido se envía al evaporador a través de una válvula de expansión en donde se

vaporiza, produciéndose el efecto refrigerante por la absorción de calor. El vapor a la salida del evaporador es absorbido por la solución concentrada en el absorbedor regenerándose la solución inicial. El absorbedor y el generador equivalen a las funciones de succión y descarga de un ciclo de refrigeración por compresión de vapores.

La figura 1.2 muestra un diagrama esquemático presión contra temperatura para un sistema de refrigeración por absorción. En este sistema el calor se suministra a un nivel elevado de temperatura T_{GE} , el calor se disipa a los alrededores a un nivel medio de temperatura T_{AB} y T_{CO} , y el calor se absorbe a un nivel bajo de temperatura T_{EV} .

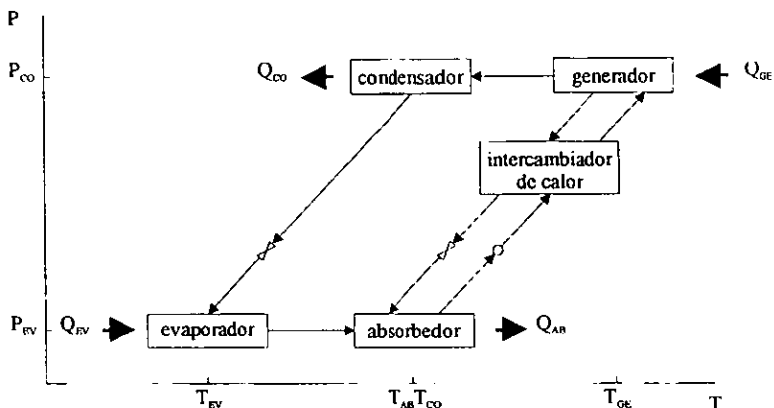


Figura 1.2 Diagrama presión contra temperatura para una bomba de calor y sistema de refrigeración por absorción.

1.3.2 Bombas de calor

Una bomba de calor es un dispositivo que tiene la capacidad de extraer calor de una fuente de baja temperatura y disiparlo al medio ambiente o suministrarlo para algún uso útil a mayor temperatura

que la fuente. Es un sistema que tiene la capacidad de aprovechar calor de desecho de procesos industriales o de alguna fuente de energía de baja temperatura como la producida por la energía solar y aumentarla a un nivel mayor para su utilización, para lograr lo anterior es necesario suministrar al sistema energía de alta calidad [5].

Los elementos principales de una bomba de calor por absorción son un generador, un condensador, un evaporador, dos válvulas de expansión y una bomba. La figura 1.2 también puede ser usada para ilustrar el comportamiento de una bomba de calor por absorción. El ciclo termodinámico de una bomba de calor por absorción es completamente similar al descrito para un sistema de refrigeración por absorción, con la diferencia de que ahora se absorbe calor en el evaporador a la temperatura ambiente o por encima de esta, y se disipa calor útil en el condensador y en el absorbedor a una temperatura superior que la de evaporación.

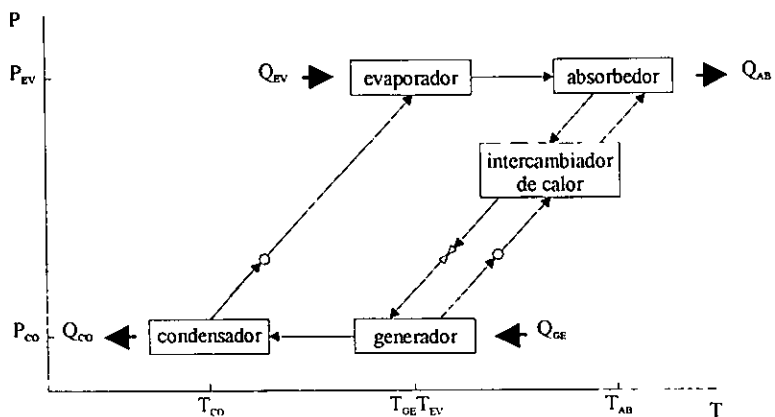


Figura 1.3 Diagrama presión contra temperatura para un transformador de calor por absorción.

1.3.2 Transformadores de calor

Los transformadores de calor tienen la capacidad de aprovechar calor de desecho de procesos industriales o de alguna fuente de energía de baja entalpía, como la energía solar y la geotérmica

para transformarla en calor a una temperatura mayor que la temperatura de suministro [5]. La principal diferencia que existe entre una bomba de calor que opera para calentamiento y un transformador de calor, es que operando como transformador de calor prácticamente no se necesita suministrar al sistema energía de alta calidad. La figura 1.3, muestra un diagrama presión contra temperatura para un transformador de calor por absorción. En este sistema el calor se suministra a una temperatura intermedia T_{GE} , T_{EV} , en el generador y evaporador y se obtiene energía útil a un nivel mayor de temperatura T_{AB} en el absorbedor, disipándose parcialmente energía a los alrededores a un nivel bajo de temperatura T_{CO} en el condensador.

Los tres sistemas descritos anteriormente tienen una propiedad en común: funcionan con calor que no es aprovechado con las tecnologías actuales, y dicho calor puede ser proporcionado por la energía solar, por desecho proveniente de procesos industriales, pozos geotérmicos de baja temperatura, etc.

Las mezclas amoniaco-agua y bromuro de litio-agua han sido las más utilizadas en sistemas de absorción; la mezcla amoniaco-agua para sistemas de refrigeración y el bromuro de litio-agua para sistemas de aire acondicionado y transformadores de calor. Estas mezclas han sido usadas por sus propiedades favorables tanto físicas como termodinámicas.

Uno de los principales problemas que existen con los sistemas de absorción y en especial para la mezcla bromuro de litio-agua, es que se carece de la información necesaria para el diseño del generador, solo las grandes compañías comerciales cuentan con esta información y se encuentra bajo secrecía. La información necesaria para el diseño de generadores y que está relacionada con los procesos de transferencia de calor son los coeficientes de transferencia de calor. El Departamento de Sistemas Energéticos del Centro de Investigación en Energía de la UNAM, ha tenido la inquietud y la necesidad de determinar los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para la mezcla bromuro de litio – agua, que serán de utilidad para el diseño de generadores en sistemas de absorción (refrigeración solar, bombas y transformadores de calor), esta información se obtendrá experimentalmente utilizando un equipo experimental

1.4 OBJETIVO PRINCIPAL

De acuerdo a la necesidad de contar con datos de diseño del generador para la mezcla bromuro de litio - agua, y en base a la revisión bibliográfica realizada, la cual se presenta en el siguiente capítulo, se propone como objetivo general:

“La determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para la mezcla bromuro de litio – agua, los cuales puedan ser utilizados para el diseño de generadores en sistemas de refrigeración solar, así como en bombas y transformadores de calor”.

1.5 ESTRUCTURA DE LA TESIS

Con la finalidad de alcanzar el objetivo propuesto, el presente trabajo se ha estructurado de la forma siguiente:

- Capítulo 1. **Introducción.** En este capítulo se presentan aspectos generales del consumo y demanda de energéticos; se hace una descripción de los sistemas de absorción. Se establece el objetivo y la estructura de la tesis.
- Capítulo 2. **Revisión bibliográfica.** Este capítulo presenta una revisión bibliográfica de las correlaciones para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para tubos horizontales y verticales de refrigerantes puros y mezclas.
- Capítulo 3. **Flujo en dos fases y transferencia de calor en ebullición** En este capítulo se presenta un estudio del flujo en dos fases el cual provee las bases para la determinación de los coeficiente de transferencia de calor, y muestra algunos conceptos de la transferencia de calor por ebullición.
- Capítulo 4. **Equipo experimental.** En este capítulo se realiza la descripción del equipo experimental incluyendo la instrumentación utilizada, así como los métodos de

calibración. Por último, se hace mención del software utilizado en el registro y almacenamiento de datos.

Capítulo 5. **Determinación de los coeficientes de transferencia de calor.** En este capítulo se describe el procedimiento de la experimentación, el registro de datos y análisis de los resultados experimentales y se proponen correlaciones de transferencia de calor para el ajuste de los coeficientes obtenidos experimentalmente.

Capítulo 6. **Conclusiones.** Se mencionan las conclusiones que se encontraron en el análisis de los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para la mezcla bromuro de litio-agua

Capítulo II

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA SOBRE LA DETERMINACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN FLUJO EN DOS FASES

2. 1 INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor por ebullición es de gran importancia para un amplio número de aplicaciones, tales como, sistemas de aire acondicionado y refrigeración, sistemas de ahorro de energía, procesos químicos, procesos nucleares, plantas convencionales de potencia y muchas otras clases de industrias. En cada una de estas industrias, es necesario optimizar el diseño de los equipos de transferencia de calor, además, de tener el conocimiento de los mecanismos de transferencia de calor y los coeficientes de transferencia de calor.

Para predecir los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases en tubos horizontales y verticales están disponibles un número importante de correlaciones empíricas y semiempíricas. Algunas de estas correlaciones han sido usadas y probadas ampliamente, mientras que otras carecen de suficiente verificación para su aplicación práctica. En este capítulo se hace una revisión bibliográfica de las correlaciones para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para tubos lisos horizontales y verticales de refrigerantes puros y mezclas. Las correlaciones han sido probadas con un número significativo de resultados experimentales y evaluadas por diferentes investigadores. El análisis de las correlaciones es presentado en orden cronológico.

2.2 CORRELACIONES DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUIDOS PUROS

En 1966, Chen [6], propone una de las primeras correlaciones generales y la más usada hasta ahora para la ebullición de flujo saturado. Esta correlación presenta a los coeficientes de transferencia de calor para flujo en dos fases como la suma de los coeficientes de transferencia de calor en convección forzada y ebullición estancada, y es de la forma:

$$h_{TP} = h_L F + h_{POOL} S \quad (2.1)$$

donde h_L es el coeficiente de transferencia de calor del líquido, y que puede ser evaluado usando la ecuación de Dittus y Boelter [7]:

$$h_L = 0.023 \frac{k_L}{D} \text{Re}_L^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \quad (2.2)$$

y F es el factor de incremento de la transferencia de calor en convección forzada. Este parámetro, el cuál es de naturaleza hidrodinámica, toma en cuenta el incremento de la transferencia de calor debido a un incremento de la calidad del vapor. El valor de F es siempre mayor que la unidad debido a que las velocidades del fluido son muy altas en flujo en dos fases.

El segundo termino de la ecuación (2.1) es la contribución de la ebullición estancada para el coeficiente de transferencia de calor total, y se determina con la correlación propuesta por Forster y Zuber, [8], de la forma siguiente:

$$h_{POOL} = 0.00122 \left(\frac{k_L^{0.79} C_{pL}^{0.45} \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} H_{FG}^{0.24} \rho_V^{0.24}} \right) (T_W - T_{SAT})^{0.24} [P_{SAT}(T_W) - P_L]^{0.75} \quad (2.3)$$

El factor S en la ecuación (2.1) es llamado el factor de supresión, el cual representa el incremento del efecto de la convección forzada. El valor de S es menor que la unidad y asume que es una función del número de Reynolds en dos fases. F y S originalmente estuvieron disponibles en forma gráfica, pero posteriormente Collier, [9], propuso las siguientes ecuaciones para las curvas originales de Chen:

$$F = 1.0 \quad \text{para } \frac{1}{X_u} \leq 0. ; \quad (2.4)$$

$$F = 2.35 \left(\frac{1}{X_u} + 0.213 \right)^{0.736} \quad \text{para } \frac{1}{X_u} > 0. ; \quad (2.5)$$

y

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 * 10^{-6} \text{Re}_{TP}^{1.17}} \quad (2.6)$$

donde X_u es el parámetro de Lockhart y Martinelli, [10], definido como:

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.1} \quad (2.7)$$

Con 665 puntos de datos para agua y algunos hidrocarburos fue desarrollada la correlación de Chen. Todos los datos analizados por Chen fueron para aplicaciones en flujo vertical. La desviación principal para estos datos fue del 12%, pero se han encontrado mayores desviaciones con datos obtenidos recientemente para refrigerantes [11]. La principal desventaja en la correlación de Chen es que requiere de un gran número de propiedades físicas.

En 1976, Shah [12], propuso una correlación para ebullición en flujo en tubos horizontales, verticales y anulos. El dividió la ebullición de flujo en tres regiones distintas: (i) un régimen dominante de ebullición nucleada, (ii) un régimen de supresión de burbujas, y (iii) un régimen

convectivo dominante. En el régimen de supresión de burbujas, la ebullición nucleada y la ebullición convectiva son importantes. Las siguientes ecuaciones fueron propuestas:

$$\Psi = \frac{h_{TP}}{h_f} = f(Co, Bo, Fr_L) \quad (2.8)$$

donde los parámetros:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5}, \quad (2.9)$$

$$Bo = \frac{q}{GH_{FG}}, \quad (2.10)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_L^2 g D} \quad (2.11)$$

El parámetro Co es definido como el número adimensional convectivo, el parámetro Bo es definido como el número adimensional de ebullición, y se interpreta como el flujo másico del vapor generado en la superficie del tubo con respecto al flujo másico total paralelo a la superficie del tubo y Fr_L es definido como el número adimensional de Froude.

En la ecuación (2.8), h_L es calculado por la ecuación de Dittus y Boelter, [7]. La correlación de Shah en términos de estos parámetros adimensionales fue presentada en forma gráfica y evaluada tomando el más grande los tres coeficientes de transferencia de calor calculado para las regiones de ebullición nucleada, supresión y ebullición convectiva. Para construir esta correlación Shah uso cerca de 800 puntos de datos de 18 estudios experimentales independientes encontrando una desviación media del 14%. Los datos incluían refrigerantes comunes en su amplio rango de aplicación y presión de agua entre 1.013 a 172.0 bar.

En 1982, Shah [13] publicó un nuevo artículo, en cual, recomienda la siguiente ecuación analítica, para su correlación gráfica propuesta previamente [12]. Para esto, se considera la influencia de orientación del tubo y se introduce un parámetro adicional N para modificar el número adimensional de convección:

$$N \approx Co \quad \text{para tubos horizontales} \quad (2.12)$$

y verticales con $Fr_L \geq 0.04$

$$N = 0.38 Fr_L^{-0.3} Co \quad \text{para tubos horizontales con } Fr_L < 0.04 \quad (2.13)$$

Por lo que el parámetro Ψ es definido para tres regiones específicas de N .

Para $N > 1.0$:

$$\Psi_{NB} = 230 Bo^{0.5} \quad \text{para } Bo > 0.3 \cdot 10^4, \quad (2.14)$$

$$\Psi_{NB} = 1 + 46 Bo^{0.5} \quad \text{para } Bo \leq 0.3 \cdot 10^4, \quad (2.15)$$

$$\Psi_{CB} = \frac{1.8}{N^{0.8}}, \quad (2.16)$$

donde Ψ es el de valor mayor en Ψ_{NB} y Ψ_{CB} .

Para $0.1 < N \leq 1.0$:

$$\Psi_{BS} = F Bo^{0.5} \exp(2.74N^{0.10}) \quad (2.17)$$

Para $N \leq 0.1$:

$$\Psi_{BS} = F Bo^{0.5} \exp(2.74N^{0.15}) \quad (2.18)$$

donde Ψ es el mayor valor entre Ψ_{BS} y Ψ_{CB} .

La constante F en las ecuaciones (2.17) y (2.18) es de la forma:

$$F = 14.7 \quad \text{para } Bo \geq 11 \cdot 10^4, \quad (2.19)$$

$$F = 15.43 \quad \text{para } Bo < 11 \cdot 10^4 \quad (2.20)$$

Finalmente, para la ebullición en ánuos el diámetro del tubo (D) puede ser reemplazado por un diámetro hidráulico equivalente (D_{EQ}) de acuerdo al tamaño de la abertura anular como se da en las ecuaciones siguientes:

$$D_{EQ} = \frac{4 \cdot \text{área del flujo}}{\text{perímetro mojado}} \quad \text{para } \delta > 4\text{mm} \quad (2.21)$$

y

$$D_{EQ} = \frac{4 \cdot \text{área del flujo}}{\text{perímetro calentado}} \quad \text{para } \delta < 4\text{mm} \quad (2.22)$$

donde δ es la abertura anular.

Las correlaciones anteriores se han verificado con 3,000 puntos de datos para 12 fluidos diferentes con la presión reducida (P/P_c) arriba de 0.89 y se encontró que es una buena aproximación para los datos experimentales.

En 1982, Bjorge et al. [14], sugirió la siguiente ecuación de superposición de flujo de calor para la ebullición de flujo saturado en tubos para calidades del vapor arriba del 5%:

$$q = q_{FC} + q_B \left[1 - \left(\frac{(T_W - T_{SAT})_{ib}}{T_W - T_{SAT}} \right)^3 \right] \quad (2.23)$$

donde q_{FC} y q_B son contribuciones de convección forzada y ebullición nucleada respectivamente. q_B tiene una constante dimensional, B_M , la cual se obtiene experimentalmente y tiene valores específicos para fluidos dados. El coeficiente de transferencia de calor en dos fases puede ser obtenido dividiendo la ecuación (2.23) entre la pared sobrecalentada como se muestra:

$$h_{TP} = \frac{q}{T_W - T_{SAT}} \quad (2.24)$$

En la mayoría de los casos, el flujo de calor (q) es una cantidad dada, mientras que la pared sobrecalentada necesita ser medida o calculada. Esta correlación fue comparada con datos de 8 pruebas para agua y se encontró que es una buena correlación en comparación con otras correlaciones. La desviación media fue del 15% para esta correlación. El método puede ser extendido a otros fluidos donde se obtiene el valor de B_M .

En 1986, Gungor y Winterton [15], propusieron la siguiente correlación para transferencia de calor durante la ebullición en flujo dentro de tubos horizontales, verticales y ánuos. Esta correlación es una modificación de la correlación de Chen y se desarrolló usando 3,700 puntos de datos para agua, varios refrigerantes, y etilén glicol. La forma básica de la correlación es:

$$h_{TP} = Eh_L + Sh_{POOL} \quad (2.25)$$

donde el factor de incremento (F) de transferencia de calor en convección forzada fue reemplazado por E , el cual, depende del número de ebullición y el parámetro de Martinelli, y tiene la forma siguiente:

$$E = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.23 \left(\frac{1}{X_n} \right)^{0.86} \quad (2.26)$$

El valor de h_{POOL} es obtenido utilizando la correlación de Cooper, [16], en la forma siguiente

$$h_{POOL} = 55P_r^{0.12} (-\log P_r)^{0.55} M^{0.5} q^{0.67} \quad (2.27)$$

El coeficiente de transferencia de calor para la fase líquida (h_L) se encuentra usando la ecuación de Dittus y Boelter, [7]. Los autores compararon su correlación con algunas de las correlaciones previas, tales como las de Chen, Shah y Bjorge et al., utilizando 3,700 puntos de datos experimentales. Las correlaciones de Chen y Bjorge et al. presentan una aproximación pobre,

mientras que la correlación de Shah muestra una buena aproximación. Las desviaciones medias de las correlaciones para Chen, Bjorge et al., Shah y Gungor-Winterton con los datos experimentales fueron: 57.7%, 59.5%, 21.9% y 21.4% respectivamente.

Gungor y Winterton recomendaron que si el tubo está en forma horizontal y el número de Froude (Fr) es menor de 0.05, entonces E y S pueden ser multiplicados por:

$$e_F = Fr_L^{(0.1-2Fr_L)} \quad (2.28)$$

y

$$e_S = \sqrt{Fr_L} \quad (2.29)$$

donde Fr_L es el número de Froude definido por la ecuación (2.11).

En 1988, Klimenko [17], sugirió una correlación general para la transferencia de calor en ebullición con convección forzada, válida para canales horizontales y verticales. Pero en 1990, publicó una forma mejorada de esta correlación con un rango mayor de aplicación. La correlación fue construida en términos de un número adimensional en el cual el coeficiente de transferencia de calor es dado como:

$$h_{TP} = h_{NB} \quad \text{para } N_{CB} < 1.2 \cdot 10^4, \quad (2.30)$$

$$h_{TP} = \text{al mayor valor de } h_{NB} \text{ y } h_{CB} \quad \text{para } 1.2 \cdot 10^4 \leq N_{CB} \leq 2 \cdot 10^4, \quad (2.31)$$

y

$$h_{TP} = h_{CB} \quad \text{para } N_{CB} > 2 \cdot 10^4, \quad (2.32)$$

donde N_{CB} , h_{NB} y h_{CB} se definen como:

$$N_{CB} = \frac{GH_{FG}}{q} \left[1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right] \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{1/3} \quad (2.33)$$

$$h_{NB} = C \left(\frac{k_L}{b} \right) Pr_L^{0.6} \left(\frac{Pb}{\sigma} \right)^{0.54} Pr_L^{-0.33} \left(\frac{k_w}{k_L} \right)^{0.12} \quad (2.34)$$

$$h_{CB} = 0.087 \left(\frac{k_L}{b} \right) Re^{0.6} Pr_L^{0.167} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.2} \left(\frac{k_w}{k_L} \right)^{0.09} \quad (2.35)$$

donde la constante C , en la ecuación (2.34) toma valores diferentes para grupos diferentes de fluidos. Klimenko mencionó que las ecuaciones anteriores son válidas para $D/b > 1.5$, porque asume que la transferencia de calor es independiente del diámetro del canal. Con 3,125 puntos de datos experimentales se compararon las correlaciones obteniéndose una desviación media del 14.4% para 21 fluidos diferentes, incluyendo agua, fluidos orgánicos, refrigerantes y fluidos criogénicos.

En 1990, Klandikar [18], propuso una correlación general para la ebullición en flujo, en tubos horizontales y verticales. Para valores de $Fr_L > 0.04$, la correlación en tubos horizontales y verticales es dada como:

$$h_{TP} = \text{el mayor valor de } h_{NBD} \text{ y } h_{CBD} \quad (2.36)$$

donde:

$$h_{NBD} = 0.6683 Co^{-0.2} h_L + 1058.0 Bo^{0.7} F_{FL} h_L \quad (2.37)$$

$$h_{CBD} = 1.1360 Co^{-0.9} h_L + 667.2 Bo^{0.7} F_{FL} h_L \quad (2.38)$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida (h_L), se usa la ecuación de Dittus y Boelter, [7]. F_{FL} es un parámetro que depende del fluido. El autor lista valores de F_{FL} para algunos refrigerantes, para otros fluidos, recomienda que F_{FL} puede ser estimado como el multiplicador necesario en la correlación de Forster y Zuber, [8], para correlacionar los datos de ebullición estancada de estos fluidos. Para valores de $Fr_L < 0.04$, y en flujo horizontal, el término de las ecuaciones (2.37) y (2.38) se multiplican por:

$$e_F = (2.5 Fr_L)^{0.3} \quad (2.39)$$

Se utilizaron más de 5,000 puntos de datos experimentales de diferentes fluidos y de 24 investigaciones experimentales. La ecuación propuesta correlacionó los datos con una desviación media del 15.9% para agua y de 18.8% para los refrigerantes más comunes. Las desviaciones correspondientes obtenidas para la correlación de Chen [6], son de 29% y 48.6%, para la correlación de Shah [13], son de 17.9% y 25.8% y, 20.7% y 25.9% para la correlación de Gungor y Winterton [15].

En 1991, Liu y Winterton [19], presentaron la siguiente correlación para la ebullición en flujo, en tubos y ánulos, basada en el modelo de adición de tipo potencia de Kutateladze, [20]:

$$h_{TP} = \sqrt{(Eh_L)^2 + (Sh_{POOL})^2} \quad (2.40)$$

La ebullición nucleada en este modelo es suprimida debido al incremento de la calidad del vapor. Los valores de E y S se encuentran por un análisis de regresión y son dados por:

$$E = \left[1 + x \text{Pr}_L \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (2.41)$$

y

$$S = \frac{1}{1 + 0.055E^{0.1} \text{Re}_L^{0.16}} \quad (2.42)$$

Para calcular h_L y h_{POOL} se utilizó la ecuación de Dittus y Boelter, [7], con la velocidad del flujo másico del líquido, y la correlación de ebullición estancada de Cooper, [16] ecuación (2.27), respectivamente. Para el desarrollo de esta correlación, se utilizaron más de 4,200 puntos de datos para la ebullición saturada y 990 puntos de datos para ebullición de subenfriamiento de 30 fluidos diferentes incluyendo agua, refrigerantes y algunos hidrocarburos. Para tubos horizontales y números de Froude menores de 0.05 se usaron las ecuaciones (2.28) y (2.29). Para la ebullición en

ánulos, sin tomar en cuenta el tamaño de la abertura, se usó la ecuación (2.22) para calcular el diámetro equivalente en la transferencia de calor.

Liu y Winterton probaron su correlación con datos experimentales y con los mismos datos experimentales compararon las correlaciones de Chen, (1966) [6], Shah, (1982) [13], y Gungor y Winterton, (1986) [15], obteniendo desviaciones medias de 37.2%, 23% y 24%, respectivamente. La correlación de Liu y Winterton presentó una desviación media del 20.5%, siendo el mejor ajuste de los datos experimentales.

En 1992, Steiner y Taborek [21], presentaron una correlación general para la ebullición en flujo en tubos verticales basada en el modelo de la potencia aditiva de Kutateladze, para los componentes de la ebullición nucleada y convectiva:

$$h_{TP} = (h_{NB}^n + h_{CB}^n)^{1/n} \quad (2.43)$$

Este modelo fue aceptado como el más lógico, y es llamado el modelo asintótico. Como n aproxima infinitamente, representa el caso de “el más grande de los dos componentes”, similar a las correlaciones de Shah [13] y Kandlikar [18]. Con $n = 1$ representa el modelo de Chen [6] y Gungor y Winterton [15], y con $n = 2$, el modelo de Liu y Winterton [19]. Churchill, [22] usó también este modelo para correlacionar la transición entre la transferencia de calor en ebullición en convección forzada y convección natural. Para desarrollar esta correlación utilizó cerca de 13,000 puntos de datos, los cuales correlacionaron con el valor de $n = 3$.

La ebullición nucleada en la ecuación (2.43) es dada por:

$$h_{NB} = h_{NBO} F_{NB} \quad (2.44)$$

donde h_{NBO} es el coeficiente de ebullición estancada nucleada en condiciones normalizadas y F_{NB} es un factor de corrección que compensa las diferencias entre la ebullición estancada y en flujo.

Para el cálculo de h_{NBO} con valores normalizados de q , Steiner y Taborek recomendaron que cualquier valor de Pr puede ser usado con cualquier método de predicción o dato. En la ausencia

de datos, sugirieron usar el procedimiento desarrollado por Gorenflo, [23]. El factor de corrección, F_{NB} es dado por:

$$F_{NB} = F_p \left(\frac{q}{q_o} \right)^m \left(\frac{D}{D_o} \right)^{-0.4} \left(\frac{R_a}{R_{ao}} \right)^{0.133} F(M) \quad (2.45)$$

donde F y m son funciones que dependen de la presión reducida y $F(M)$ es una función del peso molecular.

Para el término de la ebullición convectiva en la ecuación (2.43) fue propuesta la siguiente correlación:

$$h_{CB} = h_{LO} F_{TP} \quad (2.46)$$

donde h_{LO} es el coeficiente de transferencia de calor para el flujo total como líquido y F_{TP} es el multiplicador del flujo en dos fases que depende de la calidad del vapor y la relación de las densidades líquido - vapor.

El método propuesto se probó con tres series de datos obtenidos para etanol, R12 y NH_3 . Se encontró que del 92% de los datos para etanol, 71% para R12 y 88% para NH_3 , se encontraban dentro de una banda de error del 20%.

En 1992, Webb y Gupte [24], presentan una revisión y discusión de las correlaciones y modelos disponibles para la predicción de la vaporización convectiva en tubos lisos horizontales y verticales, y en un banco de tubos. Sin embargo, su trabajo no contiene información sobre coeficientes de transferencia de calor para mezclas y tubos realzados, y no presenta correlaciones.

En 1993, Takamatsu et al. [25], realizaron un estudio experimental sobre la transferencia de calor en ebullición en flujo para tubos horizontales lisos con cuatro refrigerantes puros HCFC22, CFC114, HFC134a y CFC12. Utilizaron la correlación de Chen para determinar la desviación media con los datos experimentales. Esta correlación que es aplicada a refrigerantes utiliza al flujo

total de calor como la suma de la contribución convectiva forzada y la contribución nucleada. La desviación media obtenida fue del 12.2%.

En 1996, Ohadi et al. [26], hicieron una revisión de las correlaciones disponibles para predecir la transferencia de calor en flujo de dos fases del amoníaco puro dentro de tubos lisos y rugosos. Hace una comparación con los datos experimentales y las ecuaciones propuestas por Chen, Bjorge et al., Liu, Gungor, Kandlikar, Klimencko y Shah, obteniéndose desviaciones entre el 20 y el 40%. La correlación que mejor se adaptó a los datos es la ecuación de Shah.

En 1996, Chi Chuan Wang et al. [27], realizaron experimentos para determinar los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para los refrigerantes R22 y R407C (una mezcla de R32/R125/R134a, 23%/25%/52%) dentro de un tubo liso con diámetro nominal de 9.52 mm. Los autores realizaron una comparación de los datos experimentales con las correlaciones propuestas, de la siguiente manera: para el refrigerante R22, se obtuvieron desviaciones del 40%, para la correlación de Shah [13], del 25%, para la correlación de Gungor y Winterton [15], del 30%, para la correlación de Kandlikar [18] y del 35%, para la correlación de Steiner y Taborek [21], y para el refrigerante R407C se obtuvo una desviación media de más del 50% utilizando las ecuaciones de Kandlikar y Gungor y Winterton. Los resultados indican que las correlaciones de transferencia de calor en flujo de dos fases no son apropiadas para predecir el funcionamiento de la transferencia de calor de estos refrigerantes.

En 1995, Stephan [28], presenta que los coeficientes de transferencia de calor de las mezclas refrigerantes son más bajos que sus componentes puros. Menciona que la reducción depende principalmente de la diferencia entre la temperatura del punto de burbuja y el punto de rocío para una concentración dada. El propone que la correlación de Steiner y Taborek [21], es de amplio rango de aplicación, por que se basa en los resultados de una base de datos con más de 13,000 puntos de datos para ebullición en flujo vertical. Los refrigerantes que mejor se ajustan a esta correlación son el R142b, R152a, R22/R152a, R12, R122/R142b y el R22, teniéndose una desviación menor al 12%.

En 1997, Jee Young Shin et al. [29], obtuvieron los coeficientes de transferencia de calor en ebullición convectiva forzada para los refrigerantes puros (R22, R32, R134a, R290, y R600a) y las mezclas refrigerantes (R32/R134a, R290/R600a, y R32/R125), en forma experimental y fueron comparados con la correlación de Gungor y Winterton [15]. Su sección de prueba consistió de un tubo de acero inoxidable con un diámetro interior de 7.7 mm, que fue calentado uniformemente con la ayuda de una resistencia eléctrica a lo largo del tubo. Encontraron que las desviaciones de los datos experimentales y la correlación de Gungor y Winterton estuvieron entre el 38 y 51%.

En 1998, Kattan et al. [30], desarrollaron un nuevo modelo de transferencia de calor para la ebullición de algunos refrigerantes fluyendo en el interior de tubos horizontales, que se basa en modelos de flujo. En este modelo se incorporan los efectos de modelos en flujo en dos fases locales, la estratificación de flujo y el secado exterior parcial en flujo anular. El nuevo modelo predice un gran número de datos en ebullición de flujo y es particularmente mejor que los métodos que existen para altas calidades de vapor ($x > 85\%$) y para flujos estratificados. Los coeficientes que se obtuvieron en forma experimental fueron de los refrigerantes R134a, R502, R123, R402A y R404A y se compararon con las correlaciones de Jung [31], Shah [13], Gungor y Winterton [15]. Se encontraron desviaciones medias que varían entre el 20.9% y el 26.7%. La desviación media para la correlación propuesta fue del 13.3%.

2.3 CORRELACIONES DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA MEZCLAS

Existe una diferencia sustancial en la ebullición de mezclas binarias con respecto a la de los fluidos puros debido a un gran número de factores como son: (i) el efecto de la composición en la nucleación, (ii) un cambio significativo en las propiedades físicas de la mezclas con la composición, y (iii) la retardación de los mecanismos de intercambio vapor/líquido y evaporativos. De manera general los coeficientes de transferencia de calor de las mezclas tienen valores más bajos en

comparación con los fluidos puros. Los estudios que se han realizado tratan sobre la ebullición de flujo convectivo de mezclas líquidas.

En 1980, Bennett y Chen [32], realizaron varios experimentos con mezclas de etilén - glicol / agua en canales verticales. Ellos midieron los coeficientes de transferencia de calor locales con diferentes composiciones de la mezcla entre 0% y 30%. Introdujeron una extensión de la correlación de Chen para mezclas binarias en flujo de convección forzada de la forma siguiente:

$$h_{MX} = h_{POOL}S + h_L \frac{\Delta T}{\Delta T_{SAT}} \quad (2.47)$$

donde h_{POOL} y h_L se obtiene de las correlaciones de Foster y Zubber [8], y Dittus y Boelter [7], respectivamente. El factor de supresión (S) fue obtenido de una solución dada por Florshuetz y Khan [33]. Bennett y Chen propusieron un factor de corrección, $\Delta T/\Delta T_{SAT}$ que toma en cuenta la transferencia de masa efectiva en la fuerza del impulso térmico. Los datos experimentales de las mezclas de etilén - glicol / agua fueron comparados con la correlación de Bennette y Chen, encontrándose dentro de un ± 15 %. Su sección de prueba estaba compuesta de tres secciones de calentamiento eléctrico, con una longitud de 1.08 m y un diámetro interior de 25.4 mm.

En 1981, Mishra et al. [34], realizó experimentos usando mezclas de refrigerantes R12 y R22 para evaluar los coeficientes de transferencia de calor local en ebullición de convección forzada en un tubo horizontal. Los resultados revelaron que los coeficientes de transferencia de calor para las muestras binarias tienen valores bajos en comparación con los componentes puros. Mishra et al., presentaron una correlación a partir de los datos experimentales de la forma siguiente:

$$h_{MX} = Ch_L \left(\frac{1}{X_u} \right)^m Bo^n \quad (2.48)$$

Los valores de la constante C y los exponentes para las dos diferentes composiciones de la mezcla fueron publicados en el artículo. Esta correlación predice los datos experimentales con una

desviación media del 30 %. La sección de prueba constaba de dos tubos de acero inoxidable idénticos, cada uno con una longitud de 2.6 m y un diámetro de 12.5 mm.

En 1981, Ramamohan et al. [35], publicaron datos experimentales de agua/glicerol y agua/isopropanol para flujo en ebullición en condiciones de subenfriamiento para mezclas binarias. Ellos modificaron la correlación para la ebullición de subenfriamiento de líquidos puros propuesta previamente por Moles y Shaw [36], y la usaron para correlacionar sus datos experimentales. La correlación modificada es de la forma :

$$\frac{h_B}{h_L} = 34.8(1.0 - 0.73x^{0.58}) \text{Pr}^{0.56} \left(\frac{q}{H_{FG} \rho_V v_L} \right)_{SAT}^{0.67} \left(\frac{H_{FG} \rho_V}{Cp \Delta T_{SUB} \rho_L} \right)^{0.6} \quad (2.49)$$

donde v_L es la velocidad lineal del líquido. Esta ecuación presenta una desviación de $\pm 15\%$ de los datos experimentales.

En 1987, Ross et al. [37], realizaron experimentos sobre ebullición en flujo de la mezcla R152a y R13B1 dentro de un tubo horizontal. Los resultados experimentales presentaron una degradación sustancial del coeficiente de transferencia de calor en el régimen dominante de ebullición nucleada. Ross et al., sugirieron el uso de la correlación de Bennett y Chen, con el factor de supresión igual a cero. Ellos notaron que la evaporación es el mecanismo principal de transferencia de calor en las mezclas binarias refrigerantes. Su sección de prueba estuvo compuesta de una sección de precalentamiento de 2 m de longitud y una sección de prueba principal de 2.29 m de longitud y 9 mm de diámetro interior.

En 1989, Jung et al. [38], realizaron experimentos de ebullición con una mezcla binaria de R22/R114 y R12/R152a fluyendo dentro de tubos horizontales. Obtuvieron más de 3,000 coeficientes de transferencia de calor para los refrigerantes puros y sus mezclas. Encontraron que para determinados flujos de calor y masa, la ebullición nucleada en las mezclas fue suprimida con calidades bajas de mezcla líquido - vapor de los fluidos puros. Los coeficientes de transferencia de

calor de las mezclas tuvieron valores bajos en comparación con los componentes puros. Jung et al., desarrollaron una correlación para ebullición en flujo dentro de tubos horizontales para los refrigerantes puros y sus mezclas, de la manera siguiente:

$$h_{TP} = \frac{Sh_{UN}}{C_{UN}} + C_{ME} F h_L \quad (2.50)$$

la cual representa una modificación de la correlación de Chen. El factor de incremento de la transferencia de calor, F , y el factor de supresión son definidos de la manera siguiente:

$$F = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{X_H} \right)^{0.85} \quad (2.51)$$

para $X_H < 1$:

$$S = 4048 X_H^{1.22} Bo^{1.13} \quad (2.52)$$

para $1 < X_H < 5$:

$$S = 2.0 - 0.1 X_H^{-0.28} Bo^{-0.33} \quad (2.53)$$

El valor del coeficiente de transferencia de calor en ebullición estancada h_{UN} , es determinado por la correlación de Unal, (1986):

$$h_{UN} = \frac{h_1 h_2}{C_{UN} h_1 X_1 + h_2 X_2} \quad (2.54)$$

donde C_{UN} y C_{ME} son factores de corrección para las mezclas en ebullición estancada y en flujo, respectivamente. C_{UN} y C_{ME} son funciones que dependen de las concentraciones en la fase líquida y vapor; para fluidos puros toman el valor de 1.0. h_1 y h_2 son los coeficientes de transferencia de calor en ebullición estancada de los componentes 1 y 2 calculados por la correlación de ebullición estancada de Stephen y Abdelsalam [39]. La correlación fue obtenida con más de 3,000 puntos de datos experimentales para los refrigerantes: R22, R12, R152a, R114 y sus mezclas. La desviación media fue de 9.6% para los datos de la mezcla examinada. Esta correlación fue posteriormente

validada comparando con datos experimentales adicionales para R11 y R134a. La desviación media fue menor del 7%.

En 1992, How y Tan [40], presentaron resultados experimentales para la transferencia de calor en un tubo aletado, donde la solución de agua - bromuro de litio en ebullición, estaba al vacío. Los rangos de concentración estuvieron entre el 0% al 55% en peso y con un rango de presión del 65 a 760 milímetros de mercurio. El coeficiente de transferencia de calor sobre el tubo aletado varia inversamente con la concentración y el ancho del canal, y directamente con la altura de aleta y la presión. Los autores reportaron una correlación empírica obtenida a partir de un método de regresión lineal que tiene la forma siguiente:

$$Nu = 0.16 \left(\frac{1 + 2z/a}{1 + a/b} \right)^{0.275} \left(\frac{qD}{\mu_L H_{FG}} \right)^{0.8588} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-0.7108} \left(\frac{q^2 D}{\sigma_L \rho_V H_{FG}^2} \right)^{-0.2104} \\ Pr^{0.2173} (P/P_{SAT})^{0.3483} e^{-7.836 \cdot 10^{-3} x} \quad (2.55)$$

La desviación media con los datos experimentales fue del $\pm 9.7\%$.

En 1993, Celata et al. [41], reportaron datos experimentales para los coeficientes de transferencia de calor en ebullición con convección forzada para refrigerantes puros y mezclas binarias fluyendo en un tubo vertical. Los refrigerantes puros analizados fueron R12 y R114. Los resultados muestran que la reducción del coeficiente de transferencia de calor es una función de la composición de la mezcla y depende de la presión de saturación y flujo másico. Compararon sus resultados usando la correlación de Chen [6], la correlación de Bennette y Chen [32] y la correlación de Mishra et al. [34], encontrando que el mejor ajuste lo da la correlación de Bennett y Chen.

En 1993, Kadhum et al. [42], reportaron los coeficientes de transferencia de calor en ebullición estancada en tubos sencillos y aletados para mezclas de acetona - agua e isopropanol - agua a

presión atmosférica. Encontraron una reducción en los coeficientes de transferencia de calor de las mezclas líquidas binarias de aproximadamente 0.15 y 0.1 fracción mol del componente más volátil. Los autores propusieron una nueva correlación para predecir los datos de ebullición, para mezclas en tubos sencillos de la forma siguiente:

$$\frac{h}{h_{ID}} = 0.712 \left[1 - \left(\frac{h_{ID}}{q} \right) \left(\frac{dT}{dX_L} \right) (Y_L - X_L) \right]^{-0.119} \quad (2.56)$$

donde h_{ID} es el coeficiente de transferencia de calor ideal, que se calcula usando la ecuación de mezclado lineal [43]:

$$h_{ID} = \left[\left(\frac{X_1}{h_1} \right) + \left(\frac{X_2}{h_2} \right) \right]^{-1} \quad (2.57)$$

La desviación media absoluta para la mezcla acetona - agua y la mezcla isopropanol - agua fue del 16.37% y 18.4%, respectivamente.

En 1994, Sami et al. [44], propusieron una nueva correlación para predecir el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión de dos nuevas mezclas refrigerantes ternarias, R22/R152a/R114 y R22/R152a/R124. La correlación es:

$$Nu = 0.155 \left[1 - A \sum_{i=1}^{Nc} (|y(i) - x(i)|)^{0.8} \right] Re^{0.6} K_f^{0.3} \quad (2.58)$$

donde A es una constante con diferentes valores para cada mezcla y K_f es el número de ebullición de Bo-Pierre. La desviación entre los valores experimentales y predichos es menor del $\pm 15\%$

En 1994, Wenzel et al. [45], publicaron dos artículos sobre la transferencia de calor para mezclas de acetona - isopropanol - agua fluyendo bajo condiciones de ebullición en subenfriamiento. En el primer artículo, reportaron los coeficientes de transferencia de calor de la mezcla a partir de parámetros como el flujo de calor, velocidad de flujo y concentración. Las mediciones abarcaron los regímenes de transferencia de calor convectivo, incluyendo la región de transición y la ebullición de subenfriamiento totalmente desarrollada. En el segundo artículo, los autores, presentaron un modelo para predecir los coeficientes de transferencia de calor bajo condiciones de ebullición en flujo subenfriado para mezclas. Los autores encontraron un buen ajuste para su correlación propuesta independiente del flujo de calor, subenfriamiento, composición del fluido y velocidad de flujo.

En 1995, Darabi et al. [46], realizaron una revisión y discusión de las correlaciones y modelos disponibles para la predicción de vaporización convectiva en tubos lisos horizontales y verticales utilizando fluidos puros y refrigerantes. Los autores compararon la desviación media de las correlaciones de transferencia de calor principales, también, se comparó los coeficientes de transferencia de calor obtenidos con diferentes correlaciones usando datos experimentales para ebullición de R12 en el interior de un tubo horizontal.

En 1999 Rivera y Best [47] publicaron un artículo sobre la determinación de coeficientes individuales de transferencia de calor en flujo en dos fases para la mezcla amoníaco-agua y nitrato de litio-amoniaco. Los coeficientes se determinaron para las soluciones fluyendo hacia arriba en circulación forzada por el interior de un tubo liso. Los autores proponen ecuaciones para correlacionar los coeficientes obtenidos experimentalmente con desviaciones de 16% para la mezcla amoníaco-agua y de 25% para la mezcla nitrato de litio-amoniaco.

En el 2000, Rivera et al [48] publicaron un artículo sobre coeficientes promedio de transferencia de calor para mezclas utilizadas en sistemas de refrigeración por absorción. Los autores reportan y comparan los coeficientes promedio obtenidos para las mezclas amoníaco-agua, nitrato de litio-

amoniac y bromuro de litio-agua. Comparando los resultados, los autores encontraron que los valores mas elevados de los coeficientes se obtuvieron con la mezcla amoniaco-agua.

Capítulo III

FLUJO EN DOS FASES Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se hace un estudio de los principales elementos del flujo en dos fases. Este estudio provee las bases para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor. Se menciona también algunas gráficas de modelos de flujos típicos y por último se presentan algunos conceptos de la transferencia de calor por ebullición.

3.2 FLUJO EN DOS FASES

El flujo en dos fases se define como el flujo simultáneo de dos estados de la materia separados. Los estados pueden ser cualquier combinación de gas, líquido o sólido, y pueden ocurrir con ó sin cambio simultáneo de un estado al otro. Tal cambio puede ocurrir por condensación, fusión, sublimación, ebullición u otros.[51]

El comportamiento del flujo en dos fases presenta todas las complicaciones del flujo de fase simple, además, se presentan otras dificultades como la interacción entre fases y la deformación que puede ocurrir a lo largo de la frontera de la fase. Existen dos regímenes predominantes para los flujos en una sola fase, el laminar y turbulento; mientras que, para flujos en dos fases, no solo se pueden presentar estos dos regímenes separadamente en cada fase, también, debido a la estructura en la distribución de fase cambia, se da lugar a otros regímenes de flujo.

3.3 CLASIFICACIÓN DEL FLUJO EN DOS FASES

Sin importar si el flujo es vertical, horizontal o alguna combinación, se puede clasificar al flujo en dos fases de manera general como flujos dispersos y flujos separados. Además, existe otra forma de clasificar al flujo a través de modelos y regímenes. Primeramente, y debido a su sencillez, se describirán los flujos dispersos y separados, y posteriormente los modelos y regímenes de flujo[51].

3.3.1 Flujos dispersos y separados

Flujo disperso. El flujo disperso se presenta cuando una fase se mezcla uniformemente con otras hasta que cuando es examinada en su totalidad, esta puede manifestarse como una mezcla casi homogénea o emulsión. Numerosas burbujas pequeñas mezcladas en el líquido es un ejemplo del régimen de flujo disperso, como ocurre con las burbujas de CO₂ fluyendo hacia arriba uniformemente distribuidas a través de un tarro de cerveza, esto forma un régimen de flujo disperso.

Flujo separado. Los flujos separados se presentan cuando ambas fases existen en regiones continuas donde todos los elementos de cada fase están unidos. Por ejemplo, agua corriendo en un río, la formación de condensación en una pared vertical como una película descendente sobre la pared.

El ascenso de burbujas de gas a través de un líquido dentro de un tubo puede representar un flujo tipo burbuja. Grandes cantidades de flujo de gas pueden causar grandes burbujas las cuales fluyen intermitentemente dentro del líquido dando origen al flujo de borboteo y si llegan a ser caóticas ocasionan el flujo tipo agitado. Un gas fluyendo a alta velocidad en un tubo con agua causará grandes burbujas al emerger y provocará que el agua se adhiera a la pared del tubo en forma anular dando origen al flujo anular. Si aumenta la velocidad del gas, este puede ocasionar la formación de ondas en la fase líquida dando lugar al flujo anular ondulado. Aumentando la

velocidad del flujo de gas, el líquido se mezcla en forma de pequeñas gotas dispersas en el gas ocasionando el flujo neblina y da lugar a la transición entre el flujo separado y el flujo disperso.

3.3.2 Modelos y regímenes de flujo

Los *modelos de flujos* son las diferentes formas visibles en los cuales las fases se pueden llegar a distribuir desde un punto de vista geométrico. Los *regímenes de flujo* son las formas en las cuales la distribución de la fase conduce a diferencias en el comportamiento físico, y se requiere de una modelación diferente. De esta manera, los diferentes regímenes de flujo implican diferencias en el trabajo de modelación, y diferentes modelos de flujo, implican una diferencia visible en la estructura del flujo[51].

Flujo en dos fases
(*verticales y horizontales*)

- *Flujo Burbuja*
- *Flujo Anular*
- *Flujo Neblina*
- *Flujo por Borboteo* (transición entre flujo burbuja y flujo anular)
- *Flujo Agitado* (transición entre flujo anular y neblina)

3.3.2.1 Flujo vertical

Se puede considerar que son tres los modelos de flujos dominante en flujo vertical gas-líquido: (i) el flujo burbuja, (ii) el flujo anular y (iii) el flujo neblina. Existen transiciones en cada uno de ellos y varias subclasificaciones dentro de estas transiciones[51].

Flujo burbuja. En el flujo burbuja, la fase líquida es continua y contiene una dispersión de burbujas (Figura 3.1a). Pueden existir varios tamaños de burbujas dependiendo de numerosos factores como la manera en que el gas es inyectado dentro del flujo, la turbulencia en la fase líquida, el tamaño y distribución de sitios de nucleación y otros.

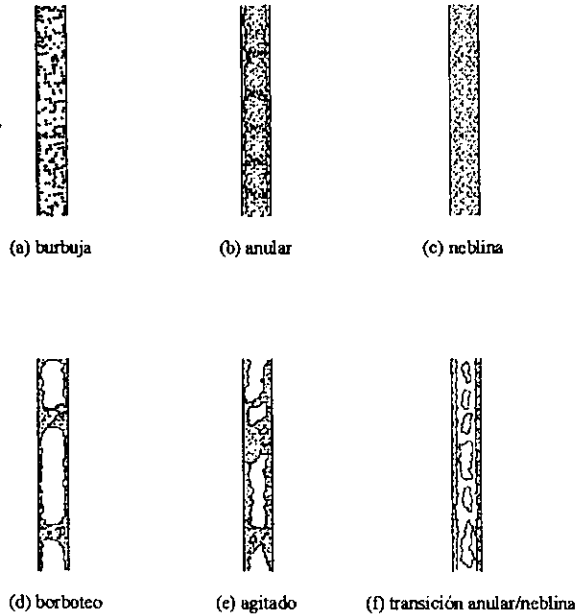


Figura 3.1 Modelos de flujo en flujos verticales

Las burbujas pueden ser esféricas, pero más frecuentemente son de forma irregular debido a que varias fuerzas actúan a través del líquido. La falta de viscosidad del líquido y la mayor libertad de las burbujas son razones por las que tienden a tomar diferentes formas. Los flujos burbuja tienen tamaños pequeños que son generalmente mucho más pequeños que las dimensiones de la sección transversal.

Para determinar los límites del flujo burbuja existen numerosos métodos pero ninguno es satisfactorio, aún así, se ha establecido que el límite superior del flujo burbuja en ductos está entre un 20 y 30% de la fracción volumétrica.

Flujo anular. Aquí, el líquido fluye sobre la pared del tubo como una película y la fase gas fluye en el centro (Figura 3.1b). Usualmente, una parte de la fase líquida está entrando en forma de pequeñas gotitas en el centro de la fase gas y también es posible que burbujas entren en la película líquida. Esto es una combinación de regímenes de flujo separado y disperso. En el flujo anular se pueden presentar ondas debido a la acción de corte del gas y a la tensión superficial del líquido. El espesor de la película y la velocidad del líquido son determinados por las fuerzas involucradas.

El flujo anular es un régimen de flujo separado que existe entre dos regiones de flujo disperso: flujo burbuja con baja fracción volumétrica y flujo neblina con alta fracción volumétrica. En ductos, el flujo anular se forma entre un 70 y 80% de la fracción volumétrica.

Flujo neblina. El flujo neblina, se presenta cuando las velocidades de la fase gas son lo suficientemente altas en comparación con la fase líquida, el líquido puede ser cortado enteramente con lo que la película en la pared podría ser fragmentada en pequeñas gotas formando una llovizna (Figura 3.1c). Como en el flujo burbuja, el tamaño y la distribución de las gotas puede depender de un gran número de factores.

Semejante al flujo burbuja, el flujo neblina es un flujo disperso con las fases en forma inversa, es decir, la fase gas en forma continua y la fase líquida dispersa. El límite inferior para flujo neblina en ductos es de aproximadamente el 95% de la fracción volumétrica.

Transición entre flujo burbuja y el flujo -anular (flujo por borboteo). Existe una transición en el cambio de flujo burbuja a flujo anular la cual se extiende desde el 20 hasta el 80% de la fracción volumétrica (Figura 3.1d). Al iniciar el flujo burbuja, la fracción volumétrica aumenta, por lo que las burbujas tienden a interactuar entre ellas cada vez más y más.

Cuando el volumen de las burbujas comienza a alargarse y toma dimensiones laterales, del tamaño aproximado a las pequeñas dimensiones del ducto, se dice que comienza el flujo por borboteo. La continua aglomeración produce un incremento longitudinal del vacío más que el crecimiento lateral. Estas regiones de alargamiento de la fase gas son separadas por borboteo del líquido, el cual generalmente contiene burbujas pequeñas, algunas de las que existían anteriormente a la formación del flujo por borboteo, y otras que se formaron por extrusión y ruptura del

alargamiento de las burbujas. Bajo algunas circunstancias esto es lo suficientemente turbulento para deformar las burbujas y formar una mezcla muy caótica de burbujas largas y pequeñas, esto es el flujo turbulento agitado.

Con el incremento del flujo de gas, la fracción volumétrica se incrementa también, las burbujas alargadas crecen a lo ancho llegando a ser el límite superior del flujo por borboteo entre un 79 y 80% de la fracción volumétrica, mientras que para el flujo agitado estos mismos valores representan el límite superior.

Transición entre flujo anular y neblina (flujo agitado). Es poco frecuente encontrar flujo neblina en un ducto para fracciones volumétricas menores del 95%, mientras que, una mezcla de flujo anular y flujo neblina, se encuentran comúnmente sobre fracciones volumétricas del 95%. Una perturbación comúnmente anticipada es el inicio de la condición de flujo de calor crítico, el cual, en el caso de flujo anular o flujo anular-neblina, causa que las películas se sequen conduciendo al flujo neblina. Por otro lado, si las paredes del conducto permiten en forma natural la formación de gotas, la tensión superficial puede actuar humedeciendo la pared con baja fracción volumétrica. De este modo, dependiendo de las características de la superficie del ducto, se puede ver que los efectos de corte pueden vencer la tensión superficial para causar una transición al flujo neblina (Figura 3.1e).

3.3.2.2 Flujo horizontal

Los modelos de flujos horizontales son similares a los de flujos verticales excepto por el efecto de la gravedad en la estratificación del vapor. Si la geometría del ducto y la velocidad de la mezcla son tales que el tiempo de transporte a través del ducto es mayor que el tiempo de transporte para la separación lateral, la estratificación ocurre y afecta la estructura del flujo[51].

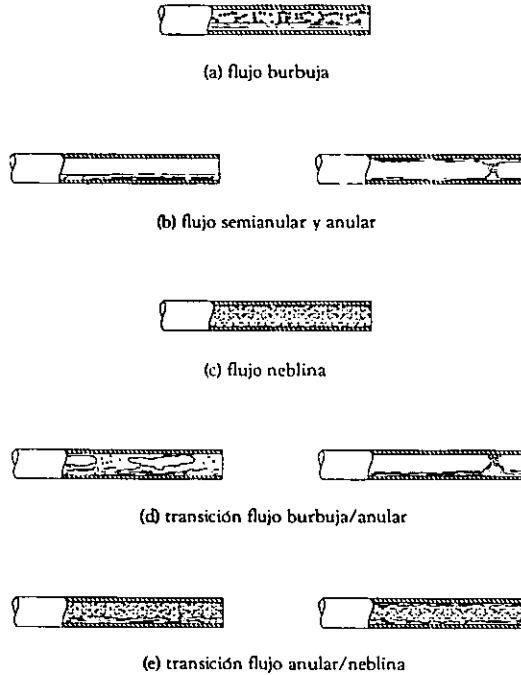


Figura 3.2 Modelos de flujo en flujos horizontales

Flujo burbuja. Este régimen es idéntico al encontrado en el flujo vertical excepto por el ascenso lateral de las burbujas en el ducto (Figura 3.2a). Si la condición de estratificación es idónea, una alta concentración de burbujas se formará en las regiones superiores del ducto y pueden aglomerarse dando lugar al flujo por borboteo.

Flujo anular y semianular. Este régimen es también idéntico al encontrado en el flujo vertical, excepto que la gravedad tiende a mantener al líquido en las regiones superiores del ducto o puede ser drenado hacia abajo alrededor de los lados y depositado en las regiones superiores. Parte de la

circunferencia del ducto puede estar completamente seca la mayor parte del tiempo o todo el tiempo (Figura 3.2b).

El flujo estratificado está considerado como un límite inicial de este modelo de flujo el cual ocurre cuando todo el líquido reside en la parte de abajo del ducto. El flujo de gas puede ser suficiente para causar una curvatura en la interfase. A diferencia del flujo vertical, el flujo estratificado horizontal puede ocurrir cuando existe un flujo de gas despreciable. Cuando el flujo de gas se incrementa, aparecen grandes ondas y la superficie del líquido asciende sobre la pared del ducto. El límite del flujo anular ocurre debido al impacto intermitente de estas ondas con la superficie superior causando la transición a flujo burbuja. Esta subetapa de flujo semi-anular se llama en ocasiones flujo de onda.

Flujo neblina. Este régimen es idéntico al que ocurre en flujo vertical. Esfuerzos cortantes y fuerzas inerciales dominan completamente las fuerzas gravitacionales y se puede encontrar una pequeña asimetría lateral en el perfil de la concentración de humedad (Figura 3.2c).

Transición de flujo burbuja a flujo anular. Aglomeraciones de burbujas pequeñas en el flujo burbuja pueden crear burbujas más largas como en los flujos verticales. Si los parámetros de estratificación son mucho más grandes que la unidad, estas burbujas alargadas se concentran en las regiones superiores del ducto. A bajas razones de flujo, las burbujas de gas tienden a expandirse lateralmente igualándose casi en su totalidad con las dimensiones del ducto horizontal.

Con altas velocidades de flujo, la turbulencia es grande y el flujo puede parecerse al flujo turbulento agitado, con alguna oblicuidad lateral si las condiciones de estratificación son idóneas (Figura 3.2d).

Transición de flujo anular a flujo neblina. A causa de las grandes velocidades las cuales conducen en primer lugar a esta transición, y la separación gravitacional generalmente no se encuentra, esta transición es virtualmente idéntica a la encontrada en flujo vertical (Figura 3.2e).

3.3.2.3 Gráficas de modelos de flujo

Existen muchas gráficas de modelos de flujo, que han sido desarrollados a través de los años. La mayor parte de ellas tienen una cosa en común, están basadas en observaciones subjetivas por trabajos individuales, o en la mayor parte, a consecuencia de observaciones entre varias investigaciones. Las gráficas típicas que se pueden presentar son para flujo vertical y horizontal (Figura 3.3), y fueron presentados por Collier y Thome [48].

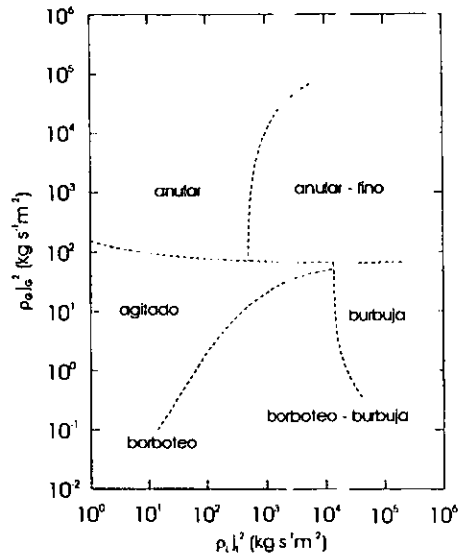
La escala de parámetros incluye las densidades del líquido y del gas, ρ_f y ρ_g , flujos de volumen para líquido y gas, j_f y j_g , flujos de masa para líquido y gas, G_f y G_g , y otros dos parámetros, Ψ y λ , que son combinación de propiedades. De este modo, para un estado termodinámico, la escala de parámetros es similar, sin embargo, para flujos verticales, los parámetros representan flujos de momentum, mientras que para flujos horizontales representan flujos másicos.

3.4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN

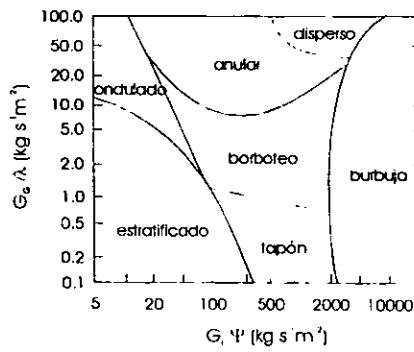
Aunque existen otros mecanismos de transferencia de calor, solo son considerados en este capítulo, los mecanismos relacionados a la transferencia de calor en ebullición y la transferencia de calor en convección forzada.

3.4.1 Ebullición estancada

La ebullición estancada, es el tipo de ebullición que ocurre sobre una superficie de calentamiento sumergida en un estanque que se encuentra inicialmente con líquido en reposo. Esta ebullición representa el punto de comienzo en la discusión de la transferencia de calor en sistemas de ebullición. Con la ebullición estancada, es posible minimizar el número de variables que son consideradas en un aparato experimental o formulación analítica. Debido a una extensa investigación, los mecanismos de ebullición nucleada son relativamente conocidos, sin embargo, aún no es posible predecir con exactitud las características de transferencia de calor para sistemas de ebullición simple, debido a las características de los fluido y a las geometrías complejas encontradas en la práctica.



(a) flujos verticales



(a) flujos horizontales

Figura 3.3 Gráficas de modelos de flujo horizontal y vertical

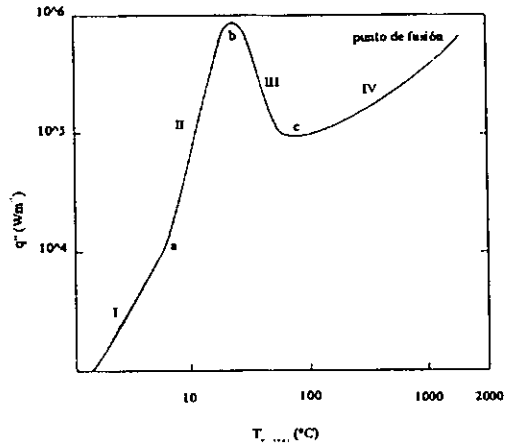


Figura 3.4 Típica curva de ebullición para ebullición estancada de agua a presión atmosférica

3.4.2 La curva de ebullición

Las características de la ebullición son generalmente representadas en una gráfica log-log del flujo de calor frente a la pared sobrecalentada (la temperatura de la superficie calentada menos la temperatura de saturación) en función de la temperatura como se muestra en la figura 3.4.

Para ebullición saturada, el coeficiente de transferencia de calor es simplemente el flujo de calor de interés dividido entre la correspondiente temperatura de la pared sobrecalentada. La curva de ebullición puede ser trazada completamente utilizando sistemas de calentamiento a una temperatura de pared constante o parcialmente trazada con sistemas de calentamiento de flujo de calor constante. Las regiones básica y puntos sobre la curva de ebullición son descritos de la siguiente manera.

Convección natural en una fase (I). En esta etapa se presenta conducción con convección en la superficie calentada, se manifiesta el transporte convectivo a la vecindad de la superficie líquida donde la energía es transferida por conducción, convección y evaporación.

Ebullición incipiente (a). En la superficie calentada se forman las primeras burbujas; y suben a la superficie libre. Las primeras burbujas pueden constar en gran parte de aire atrapado en las cavidades de la superficie. Es difícil mantener una saturación estancada con una potencia baja de calentamiento sin el uso de calentadores auxiliares, por lo que, las burbujas de vapor pueden condensarse antes de alcanzar la superficie.

Ebullición nucleada (II). Se forman burbujas en muchos sitios sobre la superficie. A un flujo de calor bajo, se distinguen burbujas individuales, y hay una pequeña interacción entre las burbujas generadas en sitios adyacentes. A flujos altos de calor, la velocidad de generación de burbujas es muy alta, y aparecen columnas continuas de vapor, con aparente interacción entre ellas. En flujos quietos con calor alto, aparecen masas de vapor debido a la unión de columnas de vapor, y la ebullición ocurre en una capa delgada de líquido debajo de una masa de vapor. La superficie puede convertirse parcialmente e intermitentemente en árida, entonces la temperatura promedio de la superficie sube substancialmente.

Condición máxima del flujo de calor en ebullición nucleada (b). La generación de vapor es tan alta que hay flujo líquido restringido en la superficie, entonces la superficie llega a ser cubierta completamente con una película de vapor.

Ebullición de película parcial (III). La película de vapor es colapsada y reformada inestablemente bajo la influencia de corrientes de convección y tensión superficial. Se originan grandes burbujas de vapor en el borde exterior de la película y en sitios aleatorios donde el líquido contacta la superficie. Como la temperatura de la superficie aumenta, el área promedio húmeda de la superficie disminuye, y se obtiene un bajo flujo de calor.

Condición mínima en ebullición de película (c). La superficie calentada es apenas cubierta por una película continua, frecuentemente llamada punto de Leidenfrost.

Ebullición de película estable (IV). Se lleva a cabo una descarga de burbujas desde la orilla de la película de vapor que cubre la superficie, sin embargo, la forma de la superficie varía continuamente. A temperaturas de superficie altas, la radiación aumenta la conducción de película.

3.4.3 Ebullición convectiva forzada en un tubo vertical con calentamiento

Un diagrama de los varios modelos de flujo y las regiones de transferencia de calor encontradas en un tubo vertical calentado uniformemente sobre su longitud con un bajo flujo de calor y con una alimentación de líquido subenfriado en su base, se presenta en la figura 3.5 [49].

Mientras que el líquido se calienta hasta llegar a la temperatura de saturación y la temperatura de la pared permanece por debajo de la temperatura necesaria para la nucleación, el proceso de transferencia de calor es convectivo en una fase y transfiere calor a la fase líquida (región A). Las condiciones adyacentes a la pared en algún punto a lo largo del tubo son tales que la formación de vapor puede ocurrir desde sitios de nucleación. Inicialmente, la formación de vapor se lleva a cabo en presencia de líquido subenfriado (región B) y su mecanismo de transferencia de calor es conocido como ebullición nucleada de subenfriamiento. En la región B, la temperatura de la pared permanece constante a unos grados sobre la temperatura de saturación, mientras que la temperatura del fluido principal aumenta hasta llegar a la temperatura de saturación. La cantidad por la cual la temperatura de la pared excede a la temperatura de saturación es conocida como sobrecalentamiento, y la diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura del fluido es conocida como subenfriamiento.

La transición entre la región de ebullición nucleada de subenfriamiento y la región de ebullición nucleada saturada, se define claramente desde el punto de vista termodinámico (B y C). En este punto el líquido alcanza la temperatura de saturación, sin embargo, el líquido subenfriado puede persistir en el centro del líquido aún en la región definida como ebullición nucleada saturada.

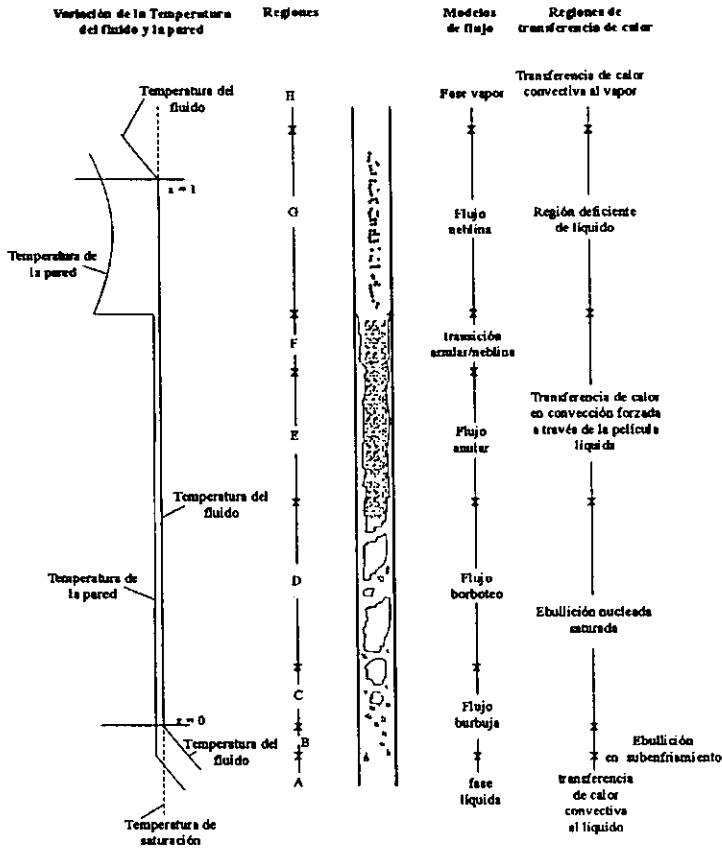


Figura 3.5 Modelos de flujo y regiones de transferencia de calor en un tubo evaporador vertical

El vapor generado en la región del subenfriamiento está presente en la transición de la regiones B y C, así, una cantidad pequeña de líquido puede ser subenfriado, sin embargo, se puede considerar que la entalpía líquida principal es igual a la del líquido saturado (h_{1s}). Estos efectos ocurren como un resultado del perfil de temperatura radial en el líquido. El líquido subenfriado fluye en el centro del canal alcanzando la temperatura de saturación a alguna distancia por encima del punto $x = 0$.

En las regiones de la C a la G, la variable particular del mecanismo de transferencia de calor es la calidad del fluido (x). La calidad de la mezcla de líquido-vapor a una distancia, z , es dada como:

$$x(z) \equiv \frac{h(z) - h_l}{\Delta h_v} \quad (3.1)$$

En la región $0 < x < 1$ y para equilibrio termodinámico x representa la cantidad de vapor entre la masa total. La variable, x , también es llamada como la fracción masa del vapor.

Como la calidad de la mezcla líquido-vapor se incrementa a través de la región de ebullición nucleada saturada, se puede alcanzar un punto donde la transición de la transferencia de calor toma lugar, de tal forma que el proceso de ebullición es sustituido por el proceso de evaporación. Esta transición es precedida por un cambio en el modelo de flujo, desde flujo burbuja o flujo por borboteo a flujo anular (regiones E y F). A estas regiones se les denomina regiones de convección forzada de transferencia de calor en dos fases.

La evaporación completa de la película de líquido ocurre para algunos valores críticos de la calidad. Esta transición se conoce como secado y es acompañado por un aumento en la temperatura de la pared del ducto mientras se está suministrando un flujo de calor constante. La región entre el punto de secado y la transición a vapor saturado se le conoce como región deficiente de líquido (región G), a este región corresponde el flujo neblina. Una vez que el vapor se ha secado completamente da inicio la región de vapor saturado (región H).

Cuando se trata de ebullición de mezclas se pueden distinguir dos casos: uno es para mezclas zeotrópicas y el otro es para mezclas azeotrópicas. Para las mezclas zeotrópicas, como es el caso del amoníaco-agua, los fenómenos son similares que si se tratara de un líquido puro, con la excepción de que la temperatura de la solución varía durante el proceso de ebullición y la concentración de cada componente varía en cada una de las fases a lo largo del tubo. Además, ya que para estas mezclas la temperatura va aumentando, entonces la ebullición será menor, ya que

no todo el calor será utilizado para evaporar al componente más volátil, sino que parte de él, es utilizado como calentamiento sensible de la mezcla líquida. En el caso de las mezclas azeotrópicas (ebullen a temperatura constante), como es el caso de la mezcla bromuro de litio-agua, el fenómeno es similar al de los fluidos puros en un principio, con la excepción de que el calor suministrado es utilizado para calentar tanto al fluido más volátil como al menos volátil. Posteriormente estas mezclas presentan el problema de que si se sigue evaporando el componente más volátil por encima de cierto límite. La mezcla líquida puede llegar a cristalizarse debido a su limitado rango de solubilidad, como se puede ver en la figura 3.6 para la mezcla bromuro de litio-agua cuyo rango de solubilidad es de 0 a 70%. Desde luego, el problema de cristalización es grave ya que traería problemas tanto en la bomba como en los ductos de los equipos. Por lo tanto con estas mezclas no se llegaría a alcanzar la zona de deficiencia de líquido (regiones G y H).

3.4.4 Variación del coeficiente de transferencia de calor con la calidad.

Esta sección describe, cualitativamente, la variación progresiva de la temperatura en la superficie local o el coeficiente de transferencia de calor local en toda la longitud de un tubo calentado uniformemente con un bajo flujo de calor. El coeficiente de transferencia de calor local puede ser evaluado dividiendo el flujo de calor superficial entre la diferencia de la temperatura de la pared y la temperatura de fluido.

En la región de transferencia de calor en una fase, la temperatura de la pared se aumenta por encima de la temperatura del fluido por medio de un flujo de calor constante y es modificada ligeramente por la influencia de la temperatura sobre las propiedades físicas del líquido. En esta región el coeficiente de transferencia de calor es aproximadamente constante.

En la región de ebullición nucleada de subenfriamiento, la diferencia de la temperatura entre la pared y el fluido disminuyen linealmente hasta el punto $x = 0$. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor aumenta linealmente con la longitud en esta región. En la región de ebullición nucleada saturada, el coeficiente de transferencia de calor local permanece constante ya que las temperaturas de la pared y del fluido no cambian. Debido a que en la región de transferencia de calor de convección forzada el espesor de la película líquida se hace menor, la

diferencia en la temperatura ente la superficie y la temperatura de saturación se reduce y el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con la longitud y con la calidad de la mezcla. En el punto de secado, el coeficiente de transferencia de calor se reduce drásticamente desde un valor muy alto en la región de convección forzada a un valor bajo cercano al esperado para transferencia de calor en convección forzada de vapor saturado.

Para el caso de mezclas zeotrópicas, en la región de ebullición nucleada saturada, la temperatura del fluido se incrementa a lo largo del tubo disminuyendo la diferencia de temperaturas entre la pared y el fluido, aumentando con esto, el coeficiente de transferencia de calor. Para las mezclas azeotrópicas, el comportamiento de los coeficientes de transferencia de calor es similar al de los fluidos puros, sin embargo como ya se mencionó en la sección anterior, no es posible llegar a la región deficiente de líquido debido a problemas de cristalización.

La figura 3.6 muestra el diagrama de equilibrio para la mezcla de bromuro de litio-agua.

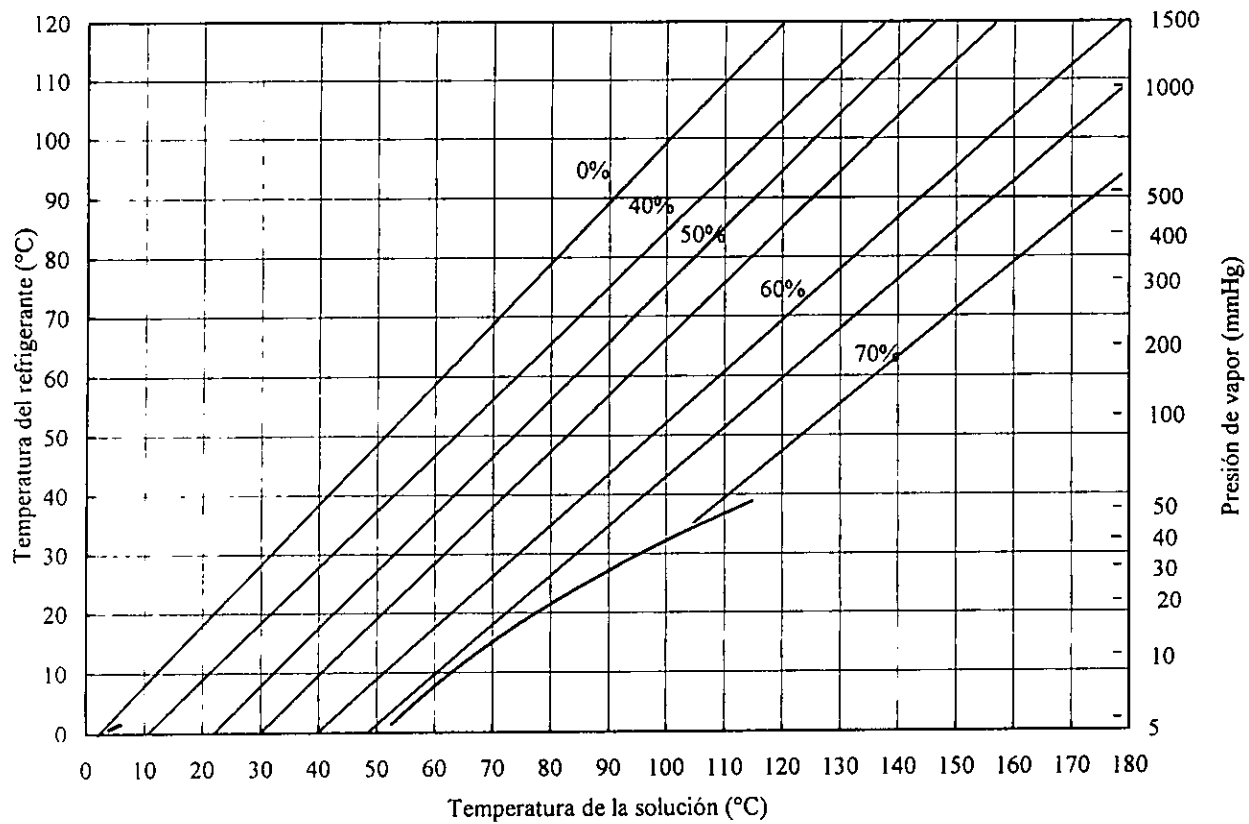


Figura 3.6 Diagrama de equilibrio de la mezcla Bromuro de litio-agua

Capítulo IV

EQUIPO EXPERIMENTAL

4.1 INTRODUCCIÓN

Para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para la mezcla bromuro de litio-agua, se utilizó el equipo instalado en el Laboratorio de Termodinámica Aplicada del Centro de Investigación en Energía de la UNAM, el cual fue utilizado anteriormente para determinar los coeficientes de transferencia de calor de las mezclas amoníaco-agua y nitrato de litio-agua [46].

El presente capítulo abarca la descripción de los componentes del equipo experimental, la instrumentación y su calibración, así como la adquisición de las variables que intervinieron en la experimentación como son la presión, la temperatura, el flujo, etc.

4.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

El equipo experimental, como se muestra en el diagrama de la figura 4.1, está constituido principalmente por: el tanque de almacenamiento de la solución de bromuro de litio-agua, la bomba de circulación de la solución de bromuro de litio-agua, las secciones de precalentamiento, la sección de prueba, el tanque de separación principal, los tanques de separación secundarios, el sistema de condensación, y los tanques del condensado.

Al iniciar la experimentación, la solución de bromuro de litio-agua se encuentra en el tanque de almacenamiento de la solución (a las concentraciones de trabajo: 56 a 48 % en peso de bromuro de litio), se acciona la bomba y comienza a circular la solución, primeramente pasa por un filtro

para eliminar impurezas, continua su camino hacia las secciones de precalentamiento, para continuar hacia la sección de prueba. Al final de las secciones de

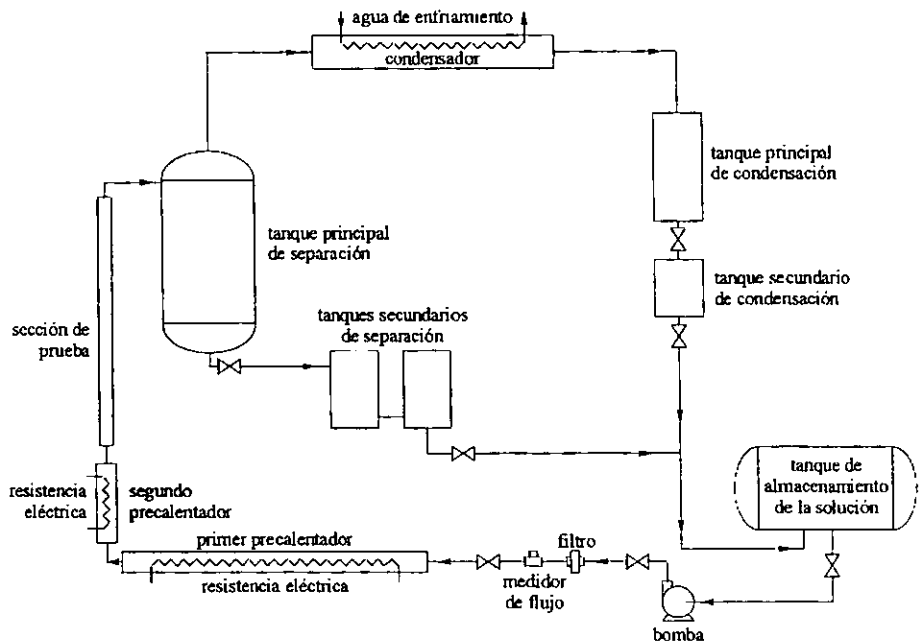


Figura 4.1 Diagrama esquemático de la unidad experimental para determinar los coeficientes de transferencia de calor.

precalentamiento la solución incrementa su temperatura desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de saturación. Por lo tanto, la solución se encuentra en saturación al iniciar el paso por la sección de prueba, y ya que en la misma sección de prueba también hay calentamiento, se lleva a cabo generación de vapor de agua a lo largo de la sección de prueba (el agua es el único componente que puede evaporarse, ya que el bromuro de litio es una sal). al mismo tiempo, por consecuencia, la solución de bromuro de litio va aumentando ligeramente en concentración. Aquí se va obteniendo una mezcla de vapor de agua con la solución de bromuro de litio-agua.

Tanto la solución de bromuro de litio-agua, que se encuentra ligeramente concentrada, y el vapor de agua pasan al tanque de separación, donde el líquido se deposita en el fondo del tanque y el vapor asciende hasta llegar al sistema de condensación. El condensado se almacena en el tanque de condensado. Una vez terminada la experimentación, la solución de bromuro de litio-agua de la parte inferior del tanque de separación principal pasa a los tanques secundarios de separación para llegar al tanque de almacenamiento solución, así como el condensado.

4.2.1 Sección de prueba

La parte más importante en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor es la sección de prueba. La sección de prueba es un tubo de acero inoxidable (tipo 304) de 31.8 mm de diámetro, 3.0 mm de espesor y 1.315 m de longitud, colocado verticalmente. Se ha acondicionado para albergar 30 termopares distribuidos en dos grupos: el primer grupo consta de 16 termopares colocados en el mismo número de termopozos distribuidos en 8 niveles a lo largo del tubo, en cada nivel hay dos termopozos a 180° el uno con el otro; el segundo grupo consta de 14 termopares de pared distribuidos en los ocho niveles anteriores solo que están a 90° de los termopozos, como se muestra en la figura 4.2. Los termopozos llegan hasta el centro del tubo y la distancia entre un nivel de termopares y el otro es de 165 mm.

Los termopares utilizados en los termopozos son calibre 20, tipo T (cobre constantan), y los termopares de pared son marca OMEGA, calibre 30, tipo T, con cinta adhesiva para adherirse a la pared del tubo.

El suministro de calor se lleva a cabo mediante una resistencia eléctrica de nicromel de 1.446 Ω /m puesta en espiral a lo largo del tubo, con una longitud de 5 metros para suministrar una potencia máxima de 2000 W. La resistencia fue conectada a un transformador auto variable (variac) con un máximo de 25 Amperes a 127 volts, con el cual fue posible variar la potencia. Entre la resistencia eléctrica y la superficie exterior del tubo se colocó una mica con la finalidad de aislar eléctricamente. Para cubrir la resistencia eléctrica se utilizó mica de asbesto y para evitar pérdidas

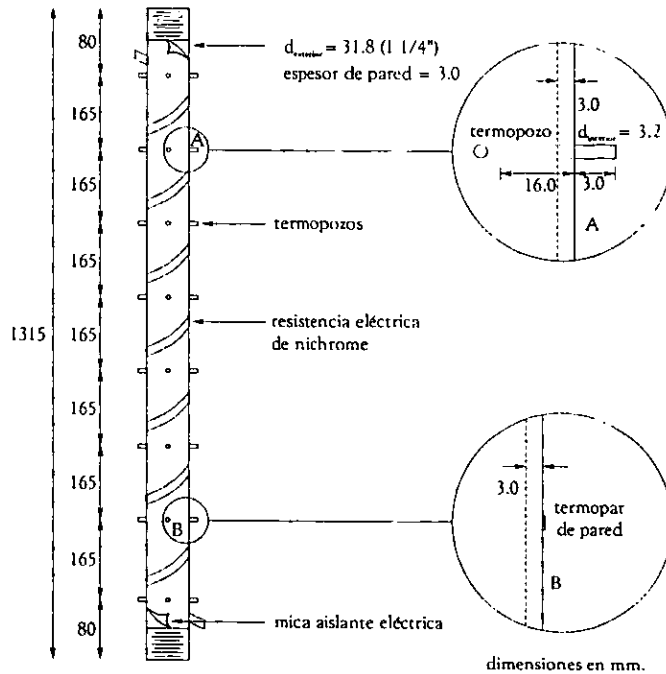


Figura 4.2 Diagrama esquemático de la sección de prueba.

de calor al medio ambiente se colocó un aislante polimérico de marca comercial Armaflex*, con un espesor de 3/4 de pulgada.

Al inicio y al final del tubo se colocaron medidores de presión (vacuómetros con un rango de escala de 30 a 0 pulgadas de mercurio absolutas) para determinar la caída de presión durante la experimentación.

4.2.2 Tanque de solución

El tanque de solución es un tanque de acero de 0.6 m de diámetro y 1.16 m de longitud con tapas torisféricas, como se muestra en la figura 4.3. El volumen del tanque es de 0.32 m³. En

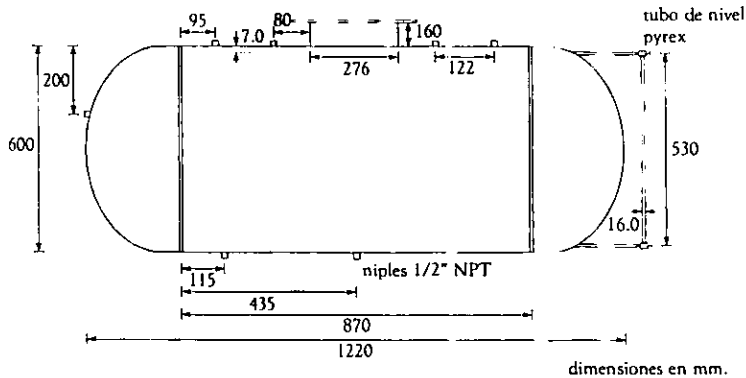


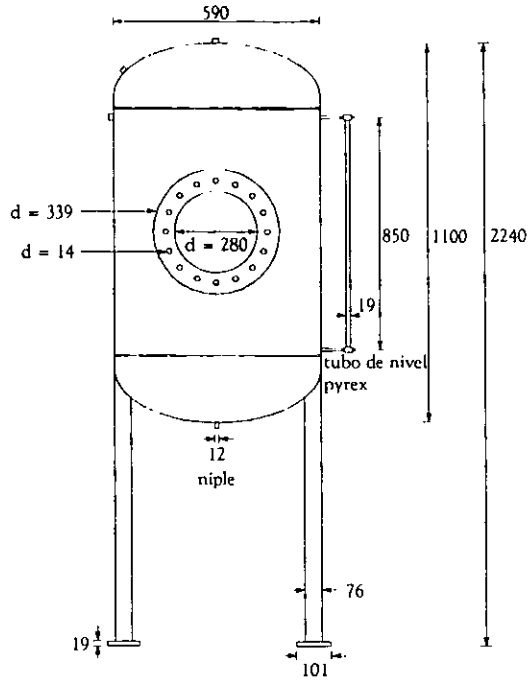
Figura 4.3 Tanque de solución.

un costado del tanque se encuentra una abertura circular de 276 mm de diámetro donde se coloca una brida para poder inspeccionar el interior.

Con la finalidad de medir el nivel de la mezcla, al costado de una de las tapas se encuentra un indicador de nivel, que solo consiste de un tubo de vidrio graduado que mantiene comunicación con el tanque.

4.2.3 Tanque de separación principal

El tanque de separación principal es el lugar donde se separa la mezcla líquido - vapor proveniente de la sección de prueba. El líquido (solución de bromuro de litio-agua concentrada) se deposita en la parte inferior del tanque y el vapor de agua asciende hasta la parte superior del mismo, para posteriormente pasar al condensador. El tanque es de acero con tapas torisféricas, con un volumen de 0.28 m^3 . A lo largo del tanque se encuentra un tubo de vidrio que indica el nivel, así como la cantidad de mezcla existente en el tanque. La figura 4.4, muestra al tanque principal de separación.



dimensiones en mm.

Figura 4.4 Tanque de separación principal.

4.2.4 Tanque de separación secundario

Estos tanques son dos cilindros en posición vertical de 0.245 m de diámetro y 0.445 m de longitud, como se muestra en la figura 4.5. Los cilindros se comunican mediante un tubo soldado en la base de cada tanque y tienen un volumen en su conjunto de 0.042 m^3 .

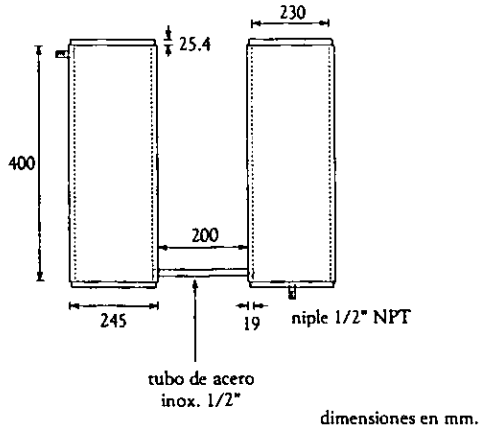


Figura 4.5 Tanques de separación secundarios.

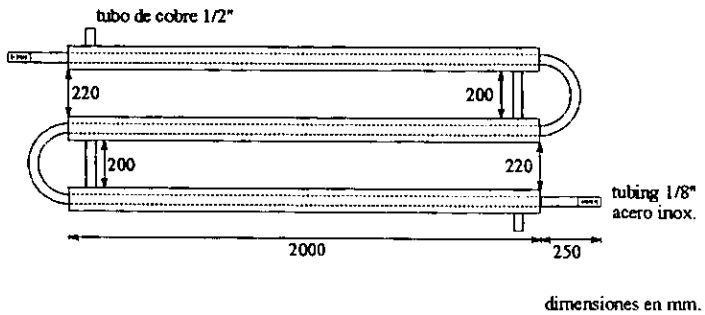


Figura 4.6 Sistema de condensación.

4.2.5 Sistema de condensación

El sistema de condensación consiste en dos tubos concéntricos, el interior de acero inoxidable y el exterior de cobre, como se muestra en la figura 4.6. El agua de enfriamiento fluye contra corriente

a través de la parte anular del condensador, condensando el vapor de agua proveniente de la sección de prueba.

4.2.6 Tanques de condensación

El agua líquida proveniente del condensador se almacena en los tanques de condensación cuando el equipo experimental opera en condiciones de estado estable. Los tanques de condensación son dos cilindros de acero en posición vertical. A lo largo de los tanques se encuentra un tubo de vidrio que indica el nivel, así como la cantidad de agua condensada. Los tanques de condensación se muestran en las figuras 4.7 y 4.8.

4.3 INSTRUMENTACIÓN Y CALIBRACIÓN

En esta parte se describe la instrumentación y la forma de realizar la calibración. La instrumentación se determinó tomando en cuenta cuáles eran las variables más importantes a medir en cada parte del equipo.

4.3.1 Instrumentación

Las variables a medir en la experimentación son: volumen, flujo, temperatura y presión. Para realizar tales mediciones se utilizó el siguiente equipo.

Para medir la cantidad de solución de bromuro de litio-agua en los tanques de almacenamiento del equipo, se colocaron tubos de vidrio con una escala graduada cada dos litros, que permitía saber el nivel y el volumen de solución existente.

En la medición del flujo de la solución de bromuro de litio agua, se utilizó un medidor de flujo IR-Opflow tipo 1 de marca JLC International Inc. El IR-Opflow es un medidor de flujo tipo rueda de álabes axial basado en el principio de la rueda pelton, maneja flujos de 0.1 a 2 litros por minuto (0.03 - 0.53 galones por minuto). El medidor de flujo se conectó a un sistema registrador modelo

202i de la marca Cole-Parmer Instrument Co., este registrador (calibrado para la solución de bromuro de litio-agua), indica la cantidad de solución que circula por el conducto en mililitros por minuto. El medidor de flujo se colocó antes de la secciones de precalentamiento.

Para hacer circular la solución del tanque de almacenamiento a la sección de prueba y así realizar la experimentación, además de controlar el flujo, se utilizó una bomba de velocidad variable marca MICROPUM® de Cole-Parmer Instrument Co. modelo 75225-10 que maneja flujos de 0 a 7.0 galones por minuto.

La medición de temperaturas se llevó a cabo utilizando termopares tipo T (cobre-constantan) de dos tipos: Los termopares que fueron insertados en los termopozos son de calibre 20 con forro de fibra de vidrio y; para el registro de la temperatura en la pared del tupo de la sección de prueba se utilizaron termopares de pared calibre 30, tipo T marca OMEGA modelo SA1-T con aislamiento de teflón, estos termopares cuentan con una adhesivo de silicón basado en cemento con un rango de temperatura de -75 a 177 °C.

Los termopares se colocaron a un multímetro Hewlett Packard® modelo HP E1326B, es un sistema de adquisición de datos basado en instrumentos VXI. El multímetro se conectó a una computadora en la que se registran los datos mediante un programa previamente realizado con el software HPVee en ambiente Windows. El software HPVee proporciona las herramientas para almacenar los datos y mantener una visión gráfica de la evolución de la experimentación.

Para la medición de la caída de presión en la sección de prueba se utilizaron manómetros con escala para determinar presiones menores a la atmosférica (vacuómetro), con un rango de registro de 0 a 30 pulgadas de mercurio y precisión de 0.1 pulgadas de mercurio, modelo EA-E-68039-01 de la marca Cole-Parmer Instrument Co., con un error del $\pm 1\%$.

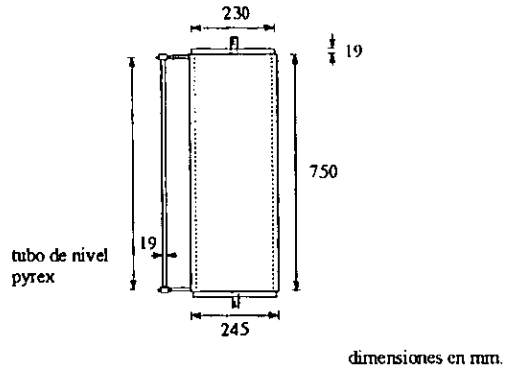


Figura 4.7 Tanque principal de condensación.

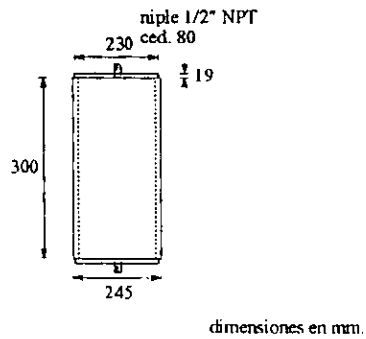


Figura 4.8 Tanque secundario de condensación.

4.3.2 Calibración

En esta parte se hace un resumen de los pasos que se llevaron a cabo para la calibración del equipo y la obtención de las curvas de calibración.

Calibración de termopares en los termopozos

Para llevar a cabo la calibración de los 16 termopares (termopares colocados en los termopozos), se colocaron directamente al sistema de adquisición de datos las puntas abiertas del termopar, mientras que la punta unida se conectó a una fuente de temperatura constante del equipo JOFRA CALIBRATOR tipo D55SS ¾", mediante la cual se fijó una temperatura. Dicha temperatura se leía en la fuente de temperatura y se comparaba con la registrada en la computadora. Las variaciones que se observaron fueron de $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ para todos los termopares en un rango de 20 - 100°C.

Calibración de termopares de pared

Para llevar a cabo la calibración de los 14 termopares de pared, se hizo el mismo procedimiento para los termopares anteriores y se obtuvo una variación de $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ para todos los termopares en un rango de 20 - 100°C.

Calibración de los medidores de presión

Para la medición de la presión en la sección de prueba se utilizaron manómetros con una escala de registro de la presión menor a la atmosférica (vacuómetro), con un rango de 0 a 30 pulgadas de mercurio y precisión de 0.1 pulgadas, modelo EA-E-68039-01 de la marca Cole-Parmer Instrument Co., con un error del $\pm 1\%$ especificado por el distribuidor. Por ser estos vacuómetros de alta precisión, fueron calibrados directamente por el fabricante.

Calibración del medidor de flujo

El medidor de flujo y su registrador se calibraron para la solución de bromuro de litio-agua para las diferentes concentraciones y temperaturas de trabajo. El procedimiento utilizado es el

siguiente: se colocó el medidor de flujo a un circuito donde por una parte se tiene un recipiente con solución de bromuro de litio-agua, una bomba (la misma bomba utilizada en el experimento), y otro recipiente donde se deposita la solución. Se pone en marcha la bomba, la solución comienza a circular, y una vez que el circuito ha alcanzado el estado estable se registra el flujo mediante la evaluación del volumen del último recipiente a un tiempo determinado. Una vez que se conoce el flujo en mililitros por minuto, se corrige el registrador mediante el ajuste de la constante, una vez que se ha ajustado el registrador, se hace nuevamente la calibración comprobándose que lo que indica el registrador corresponde al volumen determinado en un intervalo de tiempo fijo. La calibración se hace para las diferentes concentraciones y para las diferentes temperaturas obteniéndose la constante necesaria en el registrador. La tabla siguiente muestra las diferentes constantes del registrador.

Concentración % LiBr	Temperatura °C	Constante	Rango del Totalizador		Flujo registrado	Error %
56	25	24	340	344	348	2.3
	40	21	386	387	372	4.0
	50	21	368	375	384	4.2
54	25	22	407	411	408	0.7
	40	21	515	520	528	2.4
	50	21	542	547	552	1.8
52	25	22	498	505	504	1.2
	30	22	538	543	536	1.3
	40	21	534	537	536	0.4
	50	21	425	429	432	1.6
50	25	22	507	513	500	1.4
	30	22	560	565	560	0.9
	40	21	515	520	520	1.0
	50	21	558	563	568	1.8
48	25	22	516	520	512	1.6
	30	22	489	495	508	3.7
	40	22	497	503	504	1.4
	50	21	497	503	512	3.0

4.4 CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

Para el cálculo de la incertidumbre de cada uno de los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases a lo largo de la sección de prueba, se utilizaron los valores de las incertidumbre de cada uno de los instrumentos empleados en la experimentación y descritos en la sección anterior como son: los termopares, el medidor de flujo, los medidores de presión, el voltímetro y el amperímetro de gancho, y se hizo el cálculo de la propagación del error utilizando el procedimiento propuesto por Louis d'Hainaut [52]. De esta forma se calculó la incertidumbre de cada uno de los coeficientes de transferencia de calor y se encontró que en ningún caso este error era mayor a $\pm 5\%$, por lo tanto en las gráficas de los coeficientes de transferencia de calor reportadas en el siguiente capítulo se tomó éste, como el error máximo para todos los datos.

4.5 DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE PARA ADQUISICIÓN DE DATOS

El software HPVee, es un software que permite mantener comunicación directa con los diferentes dispositivos en la experimentación, para nuestro caso, se utilizó para registrar y guardar los datos de las temperaturas en la sección de prueba, además ya que es un software realizado en ambiente gráfico, permite mantener una imagen visual del comportamiento de las temperaturas en el equipo.

Para el registro de temperaturas, se elaboró un diagrama de flujo como se muestra en la figura 4.9. Este consiste de varias ventanas conectadas entre sí que permiten el registro de datos y el almacenamiento de los mismos. Inicia con el botón *Start*, el cual da inicio al proceso; continua con la ventana *On Cycle*, en la que se define el intervalo de tiempo de la toma de lecturas; la ventana *e1300a*, representa al sistema de adquisición de datos y es a través de esta que se envían las instrucciones para registrar los datos de temperaturas a lo largo de la sección de prueba y otros componentes del equipo; en esta ventana se indica el número de termopares que están activos, así como su nombre y ubicación; la ventana *ToFile* crea un archivo que almacena todas las lecturas tomadas para cada uno de los termopares durante todo el periodo de experimentación; por último

se tiene las ventanas denominadas *gráficos*, donde se grafican las temperaturas para cada uno de los termopares y se visualiza en la pantalla la evolución de cada una de las temperaturas registradas tal y como se muestra en la figura 4.10.

La figura 4.11 muestra una fotografía del equipo experimental utilizado instalado en el Centro de Investigación en Energía. En esta se pueden distinguir, la sección de prueba, los intercambiadores, los tanques de almacenamiento de condensados, el tanque de separación de la solución y el tanque de almacenamiento. Además se pueden distinguir parte de la instrumentación utilizada.

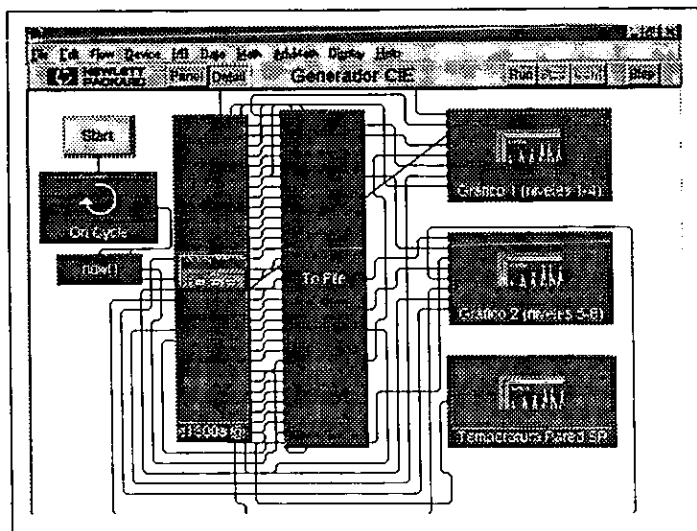


Figura 4.9 Diagrama de Flujo del programa de adquisición de datos.

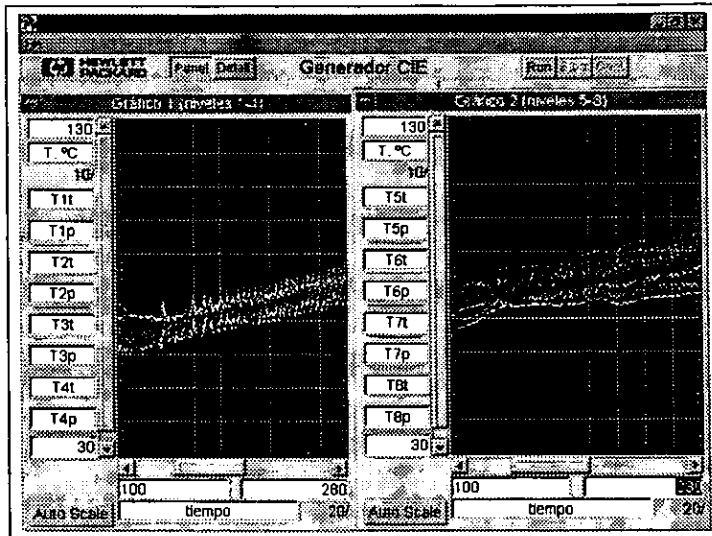


Figura 4.10 Gráficas de temperatura durante la experimentación.

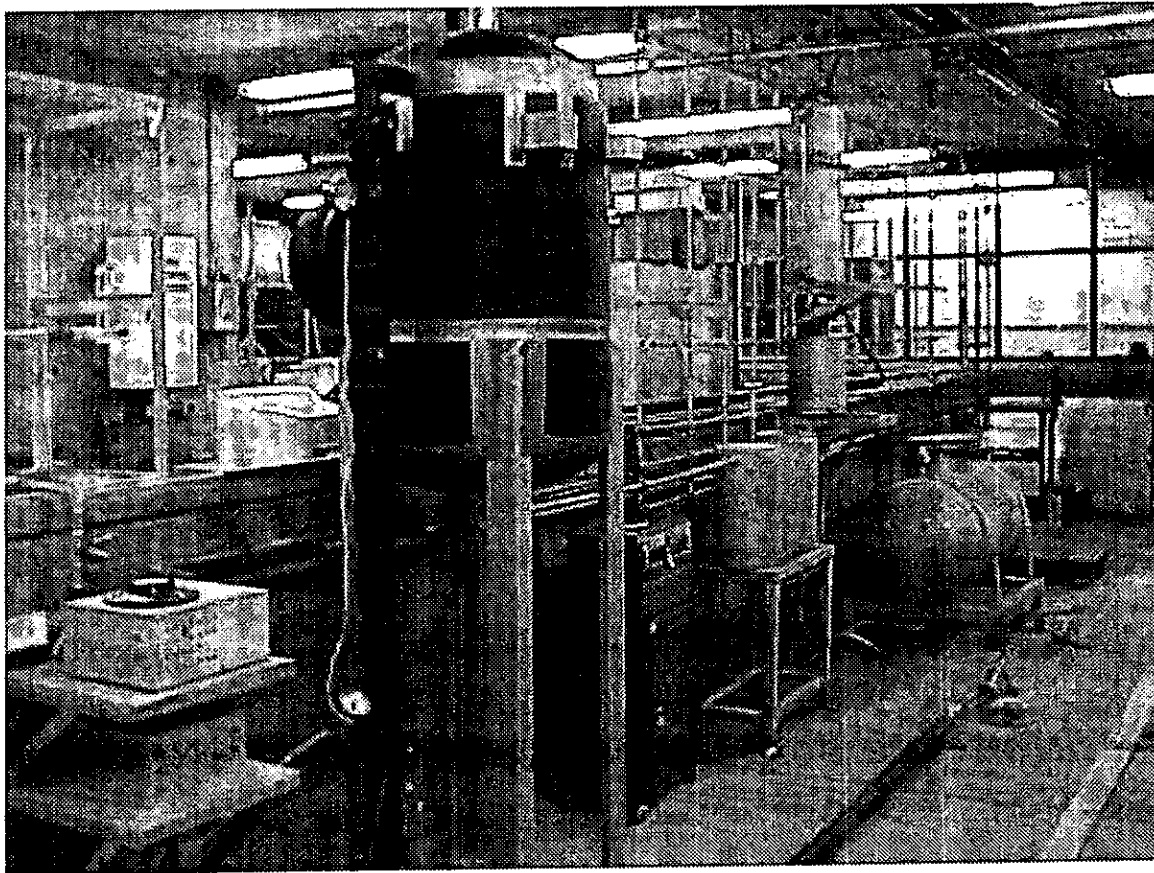


Figura 4.11 Fotografía del equipo experimental para determinar los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases.

Capítulo V

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXPERIMENTAL

5.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo presenta los coeficientes de transferencia de calor obtenidos en la unidad experimental diseñada e instalada en el Centro de Investigación en Energía (CIE) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM).

Los coeficientes de transferencia de calor se obtuvieron en ebullición convectiva forzada para la mezcla bromuro de litio-agua, fluyendo ascendentemente en un tubo vertical uniformemente calentado. La concentración de la mezcla fue de 48 a 56% en peso de bromuro de litio, con un rango de presión de 0.2 a 0.43 bar.

5.2 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

La obtención de los coeficientes de transferencia de calor experimental es una de las etapas que requiere especial atención, por lo que es necesario contar con una metodología antes de iniciar la experimentación.

La metodología empleada comprende los siguientes pasos a seguir:

1. Primeramente, el sistema debe tener en el tanque de almacenamiento de la solución la mezcla bromuro de litio - agua a la concentración deseada.
2. El equipo experimental debe estar a la presión de trabajo. Debido a que la presión de trabajo es menor a la atmosférica, es necesario utilizar una bomba de vacío.

3. Se enciende el sistema de adquisición de datos y se corre el programa con el cual se hace el registro de datos. El sistema de adquisición de datos, solo toma registro de las temperaturas, por lo que el registro de la presión y el flujo se realiza manualmente.
4. Se enciende la bomba que moverá la mezcla bromuro de litio-agua desde el tanque de almacenamiento, pasando por los precalentadores, hasta la sección de prueba. Al continuar con este paso, se regula el flujo a las condiciones de trabajo.
5. Se abre la válvula del agua del sistema de condensación, de tal manera que cuando pase el vapor a dicho sistema se inicie la condensación.
6. Se encienden los "variacs" de los sistemas de precalentamiento así como el de la sección de prueba. Se varía gradualmente la potencia hasta los niveles deseados de la experimentación.
7. Se monitorean los datos a la vez que se están procesando en el sistema de adquisición, hasta que se alcanza un estado estable.
8. Una vez alcanzado el estado estable, se hace un registro de la hora en que ocurre dicho estado. Los datos que se registran manualmente en el momento del estado estable son los del flujo y de la presión a la entrada y a la salida de la sección de prueba.
9. Una vez que se ha mantenido un estado estable de por lo menos 5 minutos, se varían las condiciones del suministro de calor, para determinar otro estado estable. El número de estados estables que se realizan por día de experimentación depende principalmente de la cantidad de solución presente en el tanque de almacenamiento.
10. Una vez que la mezcla de bromuro de litio - agua no permite realizar más experimentación, se apaga las resistencias tanto de la sección de prueba como de los sistemas de precalentamiento.
11. Se mantiene funcionando la bomba hasta que la cantidad de la mezcla en el tanque de almacenamiento se encuentre a su nivel mínimo, de tal manera que las secciones de calentamiento disminuyan su temperatura.
12. Se apaga la bomba que se encuentra circulando la solución.
13. Se cierra la válvula del paso de agua del sistema de condensación.
14. Se abren las válvulas para permitir el paso de la solución del tanque de separación principal hacia el tanque de solución.
15. Se abren las válvulas que permiten el paso de la solución que va de los tanques de condensado al tanque de solución.

16. Se detiene el programa de la computadora y se apaga junto con el sistema de adquisición.

5.3 REGISTRO DE DATOS Y ANÁLISIS

Todas las mediciones fueron tomadas utilizando un sistema de adquisición de datos conectado a una computadora personal después de que el sistema alcanzó el estado estable para las condiciones establecidas. Se consideró que las condiciones de estado estable se alcanzaron cuando los parámetros registrados permanecieron constantes por un periodo de por lo menos cinco minutos. El estado estable se observó en gráficas de temperatura en la pantalla de la computadora.

El sistema de adquisición de datos leyó y almacenó todas las entradas cada 15 segundos. Los siguientes parámetros se consideraron en cada prueba experimental:

1. Presión a la entrada y salida de la sección de prueba.
2. Temperaturas del fluido y pared exterior a lo largo de la sección de prueba.
3. Concentración de la solución.
4. Flujo másico de la solución.
5. La potencia suministrada a la sección de prueba y precalentadores.

Se realizó la experimentación en un total de 11 días con una duración de aproximadamente 2 horas en cada corrida, y en cada una de estas se obtuvieron de 4 a 7 estados estables. Cada estado estable tenía una duración de 5 minutos y se generaban 120 datos por minuto.

Los rangos de operación del equipo experimental para la mezcla bromuro de litio-agua fueron los siguientes:

Presión:	0.2 -0.43 bar
Flujo de calor:	2.2 - 11.0 kW/m ²

Flujo másico: 0.009 - 0.016 kg/s
Concentración: 48, 50, 52, 54 y 56% en peso de LiBr.

Para cada uno de los estados estables, se realizó un balance de energía en la sección de prueba. La energía ganada por la mezcla de trabajo a lo largo de la sección de prueba se calculó por la diferencia de entalpías (entre la entrada y la salida) y el flujo másico de la solución. Las entalpías y calidades de vapor se determinaron de las ecuaciones de propiedades de la solución de bromuro de litio – agua usando las temperaturas y presiones a lo largo de la sección de prueba.

Para el análisis de datos se asumieron las siguientes consideraciones:

- a) La temperatura del fluido es la misma para cada una de las partes de la sección transversal de la sección de prueba.
- b) El flujo de calor es uniforme sobre toda la longitud de la sección de prueba.
- c) La caída de presión es lineal sobre toda la longitud de la sección de prueba.

Usando las consideraciones anteriores, en cada sección de termopares, se registró la temperatura, presión, calidad y composición.

La ecuación empleada para determinar los coeficientes locales de transferencia de calor es:

$$q = \frac{Q}{A} = h(T_{wi} - T_F) \quad (5.1)$$

donde, T_{wi} , es la temperatura de la pared interior que se calculó a partir de la temperatura promedio de la pared exterior (T_{wo}). Para este cálculo se consideró a la conducción de calor en estado estable y radial, y a la conductividad térmica constante a lo largo del tubo.

Debido a las elevadas pérdidas de calor por conducción en la parte superior de la sección de prueba, los coeficientes de transferencia de calor promedio se calcularon basándose solamente en los coeficientes de transferencia de calor de las estaciones de termopares intermedias:

$$\bar{h} = \frac{h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6}{5} \quad (5.2)$$

5.4 RESULTADOS EXPERIMENTALES

En la tabla 5.1 se presenta una lista con los datos experimentales de: las temperaturas de pared interior y exterior, la temperatura del fluido, la presión a la entrada y salida del tubo, la calidad de vapor, la concentración, la entalpía, el calor absorbido y el coeficiente de transferencia de calor local para cada una de las 8 estaciones de análisis a lo largo de la sección de prueba. También se lista el flujo másico, la concentración de la solución, el coeficiente de transferencia de calor promedio a lo largo de la sección de prueba, el calor suministrado, el calor perdido y el calor absorbido, todo esto para cada uno de los estados estables.

Las figuras 5.1, 5.3, 5.5, 5.7 y 5.9 son gráficas de la temperatura de pared interior y la temperatura del fluido en función de la longitud de la sección de prueba para las concentraciones de 56, 54, 52, 50 y 48% en peso de LiBr respectivamente. En estas gráficas se muestra que la diferencia de temperaturas (de la pared interior del tubo y del fluido) es mayor en los extremos que en la parte media de la sección de prueba. Lo anterior se debe a que al inicio de la sección de prueba todavía no ha comenzado la ebullición del agua por lo que se tiene únicamente calentamiento sensible, la diferencia de temperaturas es elevada teniéndose en consecuencia valores bajos del coeficiente de transferencia de calor. Por otra parte, en el otro extremo de la sección de prueba se ve nuevamente en las figuras que la diferencia de temperaturas comienza a incrementarse nuevamente lo que se debe a que al irse evaporando el agua en la sección de prueba aumenta considerablemente la fracción volumétrica disminuyendo la transferencia de calor lo que provoca un aumento en la temperatura de la pared del tubo. Por otra parte se puede

observar que en la parte media de la sección de prueba la diferencia de temperaturas es menor debido al incremento de la transferencia de calor en la región de flujo en dos fases.

Las figuras 5.2, 5.4, 5.6, 5.8 y 5.10 son gráficas del coeficiente de transferencia de calor local en función de la longitud de la sección de prueba para las concentraciones de 56, 54, 52, 50 y 48% en peso de LiBr respectivamente. En estas gráficas se observa que en la parte de en medio de la sección de prueba los coeficientes de transferencia de calor son mayores comparados con los extremos. Lo anterior coincide con lo explicado en las figuras anteriores de las diferencias de temperatura en función de la longitud, ya que como se vio en la figura 3.5 del Capítulo 3 la transferencia de calor es menor cuando se tiene solamente calentamiento sensible ya que existe menor interacción entre las moléculas que cuando se tiene flujo en dos fases, y cuando la fracción volumétrica del vapor alcanza cierto valor de tal forma que vuelve a disminuir la interacción molecular, además de las pérdidas de calor que se tienen en los extremos de la sección de prueba.

La figuras 5.11, 5.12, 5.13 y 5.14 son gráficas del coeficiente de transferencia de calor promedio en función del flujo de calor para las concentraciones de 56, 54, 52 y 50% en peso de LiBr respectivamente. Esta gráficas muestran que al aumentar el flujo de calor de 2 a 10 kW/m² el coeficiente de transferencia de calor aumenta de 1 a 4 kW/m²°C. Lo anterior era de esperarse ya que al aumentar el flujo de calor aumenta la ebullición del refrigerante, que en este caso es el agua, teniéndose con esto el flujo turbulento lo que aumenta el flujo de calor. por otra parte comparando las gráficas entre si no se ve claro como afecta la concentración u otras variables el valor de los coeficientes, ya que de la concentración de 56% (Fig.5.11) a la concentración de 54% (Fig. 5.12) el coeficiente promedio de transferencia de calor baja, y luego para menores concentraciones el coeficiente aumenta (Figs. 5.13 y 5.14). Por lo anterior se vio la necesidad de analizar el comportamiento de los coeficientes de transferencia de calor en función de otras variables que aparecen en la literatura.

La figura 5.15 muestra una comparación entre los coeficientes de transferencia de calor promedio experimentales para concentraciones de 50, 52, 54 y 56% de bromuro de litio en función del flujo de calor. Esta gráfica muestra que los coeficientes de transferencia de calor aumentan al

incrementar el flujo de calor y disminuyen al aumentar la concentración de bromuro de litio en la solución.

5.5 CORRELACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para correlacionar los coeficientes de transferencia de calor experimental locales, de la mezcla bromuro de litio – agua, se utilizó el modelo propuesto por Mishra et al. [34]. La correlación de Mishra et al. ha sido validada por Celata et al. [41] en 1993, quien la utilizó para correlacionar los coeficientes de transferencia de calor local de mezclas refrigerantes, y posteriormente por Rivera y Best [47] quienes compararon los coeficientes de transferencia de calor obtenidos experimentalmente para las mezclas amoniaco-agua y nitrato de litio-agua. Según muestran los autores, esta correlación presenta mayor desviación media comparada con otras correlaciones, sin embargo, la ventaja que tiene reside en el uso de un número menor de propiedades físicas y termodinámicas. Esta es una ventaja cuando hay escasez de información en las propiedades termofísicas para mezclas, como es el caso de la mezcla Bromuro de litio–agua.

La ecuación propuesta primeramente por Mishra et al. [34] para correlacionar sus datos experimentales fue la siguiente:

$$h_{rp} = Ch_L \left(\frac{1}{X_u} \right)^m Bo^n \quad (5.3)$$

donde h_L es estimado por la ecuación propuesta por Dittus y Boelter [7] para flujo laminar:

$$h_L = 0.453 \frac{k_L}{D} Re_L^{0.5} Pr^{0.333} \quad (5.4)$$

siendo X_u el parámetro de Lockhart y Martinelli [10] definido como:

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.1} \quad (5.5)$$

y Bo es el número de ebullición, el cual es interpretado como la relación del flujo másico del vapor generado en la superficie de calentamiento y el flujo másico total paralelo a la superficie:

$$Bo = \frac{q}{GH_{FG}} \quad (5.6)$$

Las figuras 5.16, 5.18 y 5.20 muestran el número de Nusselt en función del número de Reynolds para las concentraciones de 54, 52 y 48% respectivamente. En estas figuras se puede observar que hay una dispersión significativa de los puntos y que esta aumenta al disminuir la concentración. Lo anterior se debe a que al haber una mayor cantidad de agua en la solución, es mayor la vaporización y como el número de Reynolds no contempla el fenómeno de la ebullición, entonces se da la mayor dispersión de los puntos.

Observando ahora las figuras 5.17, 5.19 y 5.21 que grafican el número de Nusselt en función del producto del número de Reynolds y el número de ebullición, se puede ver, que existe una tendencia clara y bien definida del aumento del Nusselt con el producto de los otros dos números adimensionales. Lo anterior era de esperarse ya que el número de ebullición si contempla los efectos debidos a la evaporación del agua en el ducto.

Del análisis de las gráficas anteriores y de todos los resultados experimentales reportados en la tabla 5.1 se determinaron los valores de C , m y n de la ecuación 5.3 para la mezcla de bromuro de litio- agua. Las ecuaciones que se obtienen para correlacionar los coeficientes locales de transferencia de calor para la mezcla bromuro de litio-agua son:

$$h_{TP} = 20h_L(1/X_w)^{0.65}(Bo)^{0.1} \quad 0.3 < x (\%) < 1.0 \quad (5.7)$$

$$h_{TP} = 12h_L(1/X_w)^{0.65}(Bo)^{0.1} \quad 1.0 < x (\%) < 2.0 \quad (5.8)$$

$$h_{TP} = 9h_L(1/X_w)^{0.65}(Bo)^{0.1} \quad 2.0 < x (\%) < 2.4 \quad (5.9)$$

Las ecuaciones anteriores para correlacionar los datos experimentales se obtuvieron mediante un programa de cómputo elaborado en hoja de cálculo Excel, en la cual se introdujeron de manera aleatoria los coeficientes y exponentes de las ecuaciones, se calcularon todas las propiedades termodinámicas y físicas de la solución para calcular los coeficientes locales de transferencia de calor y se calculaba el error obtenido entre los valores experimentales y los calculados. Se realizaron cientos de corridas proponiendo nuevos valores aleatorios de los coeficientes y exponentes hasta que se minimizó el error obtenido.

La gráfica 5.22 muestra la relación del coeficiente de transferencia de calor teórico para el flujo en dos fases y el coeficiente de transferencia de calor del líquido, en función del parámetro de Lockart-Martinelli para diferentes números de ebullición. Esta figura muestra que existe una dependencia clara del coeficiente de transferencia de calor en flujo en dos fases con el número de ebullición y con el parámetro de Lockart-Martinelli el cual se encuentra estrechamente relacionado con la calidad del vapor. Además se puede observar que el coeficiente de transferencia de calor es directamente proporcional al número de ebullición, ya que entre mayor es el número de ebullición mayor es el cociente de los coeficientes de transferencia, cuyo efecto se explicó en gráficas anteriores.

Por último, la figura 5.23 muestra todos los datos de los coeficientes locales de transferencia de calor obtenidos experimentalmente en función de los coeficientes obtenidos con las ecuaciones propuestas. Como se puede observar en la figura, la mayoría de los valores caen dentro de un rango de error del 20% y casi todos están dentro del rango de 30%, por lo que las ecuaciones propuestas bien pueden ser utilizadas dentro de esos márgenes de confiabilidad, para el diseño de generadores de sistemas de refrigeración y bombas de calor por absorción.

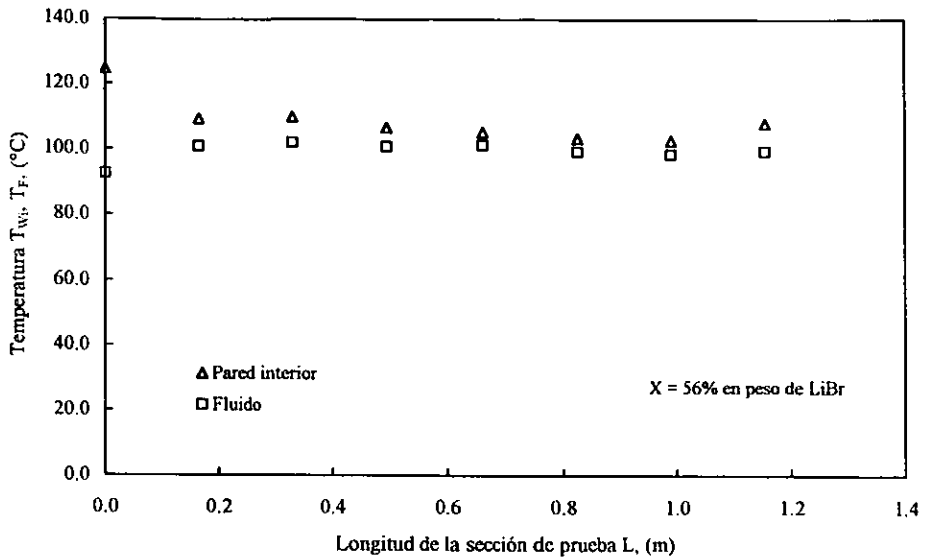


Figura 5.1 Gráfica de la temperatura de pared interior del tubo y la temperatura del fluido en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla bromuro de litio-agua.

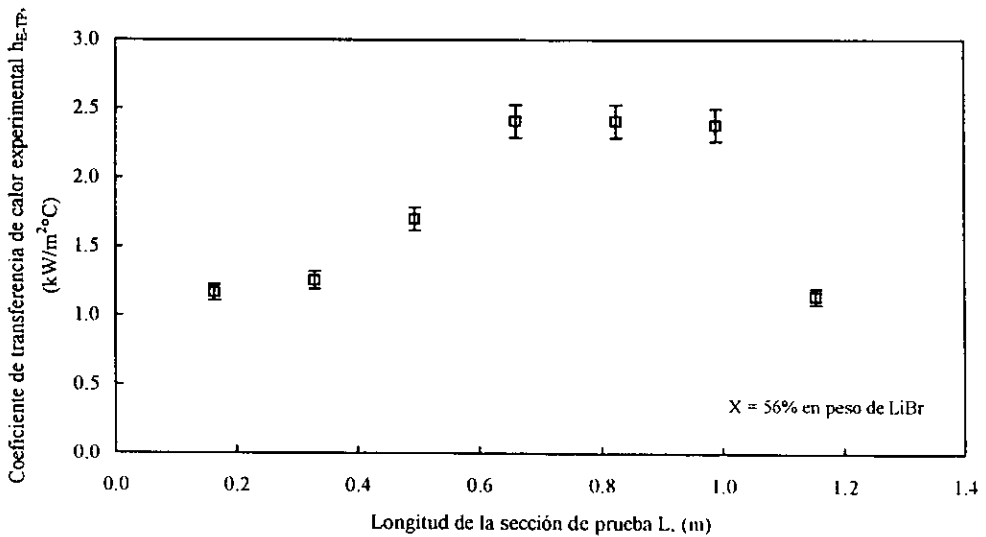


Figura 5.2 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla de bromuro de litio-agua

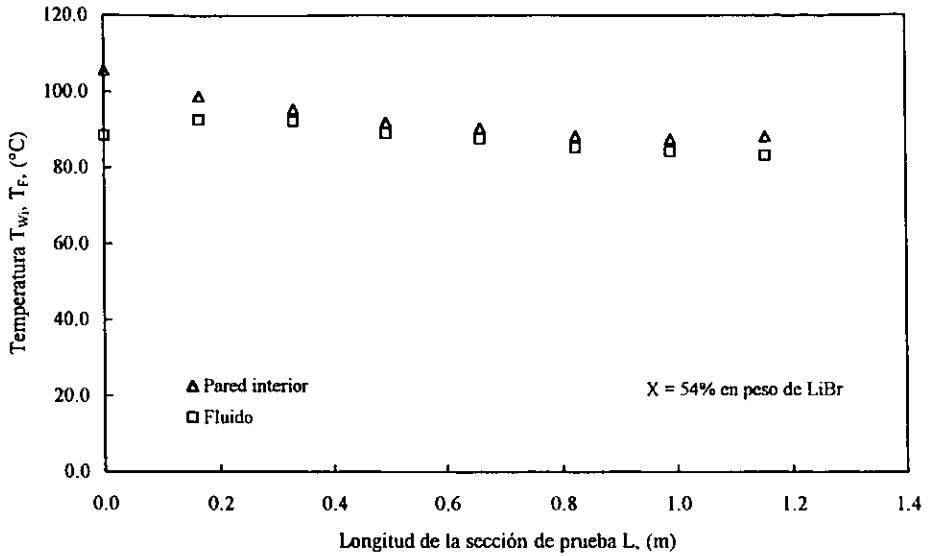


Figura 5.3 Gráfica de la temperatura de pared interior del tubo y la temperatura del fluido en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla bromuro de litio-agua.

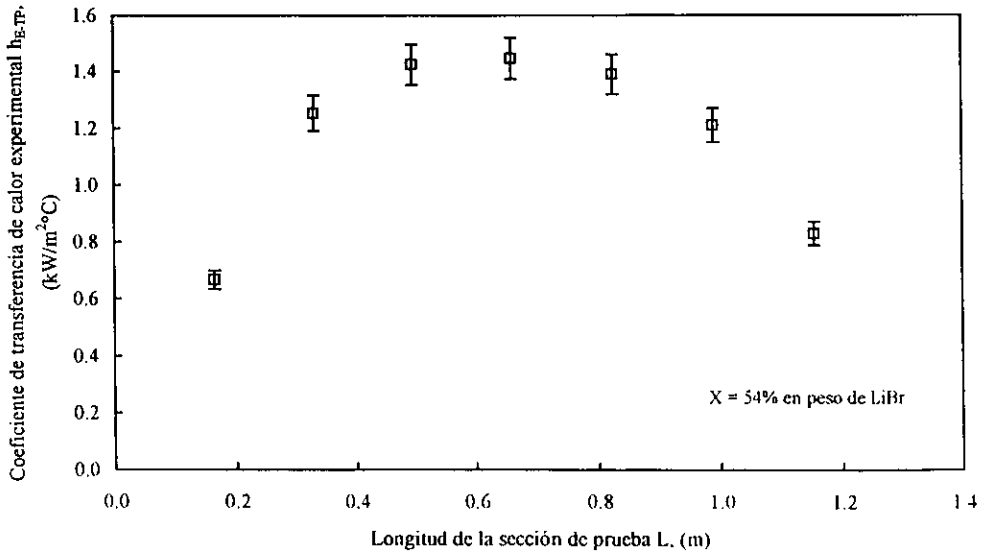


Figura 5.4 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla de bromuro de litio-agua

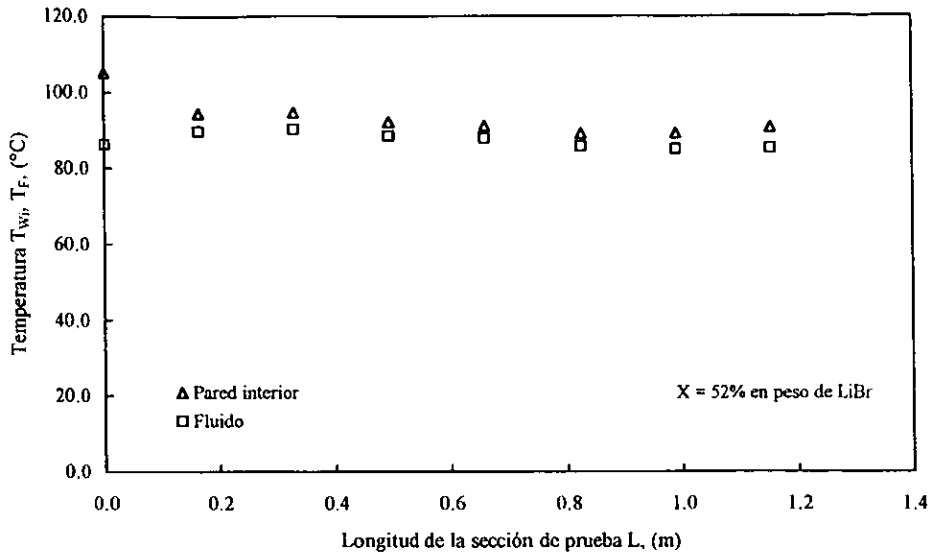


Figura 5.5 Gráfica de la temperatura de pared interior del tubo y la temperatura del fluido en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla bromuro de litio-agua.

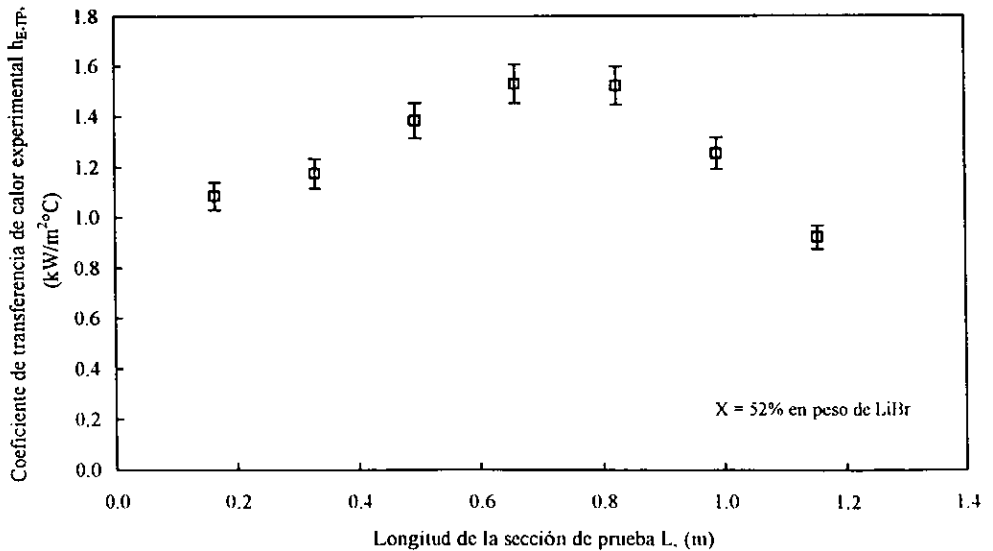


Figura 5.6 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla de bromuro de litio-agua.

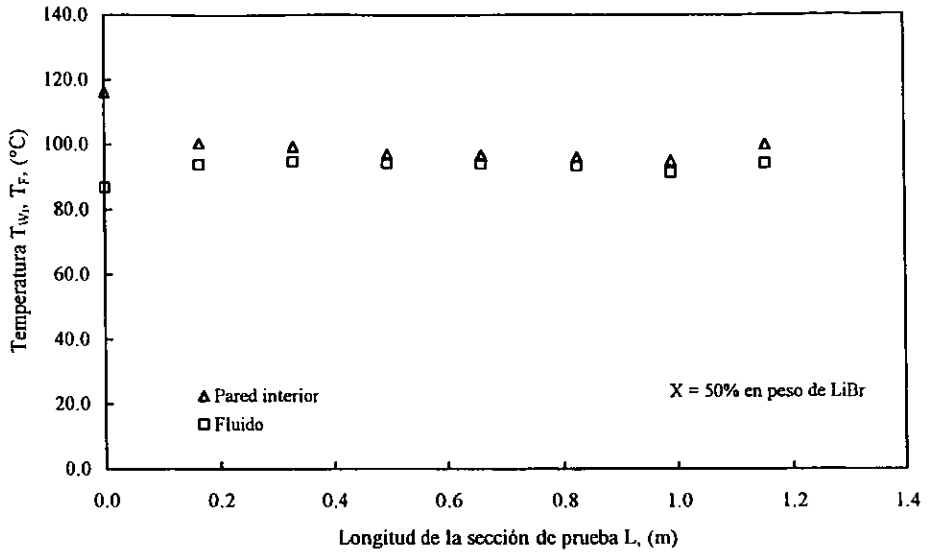


Figura 5.7 Gráfica de la temperatura de pared interior del tubo y la temperatura del fluido en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla de bromuro de litio-agua.

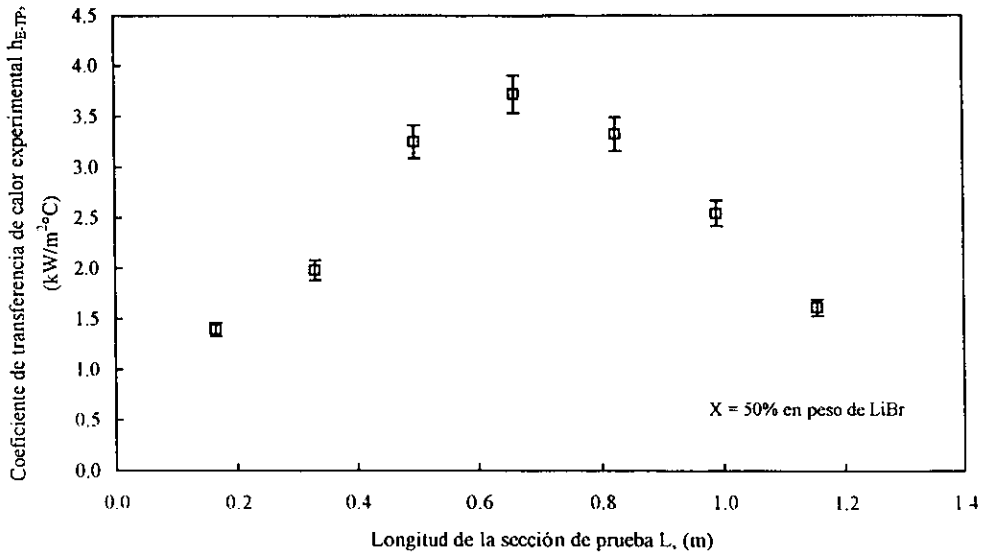


Figura 5.8 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla de bromuro de litio-agua.

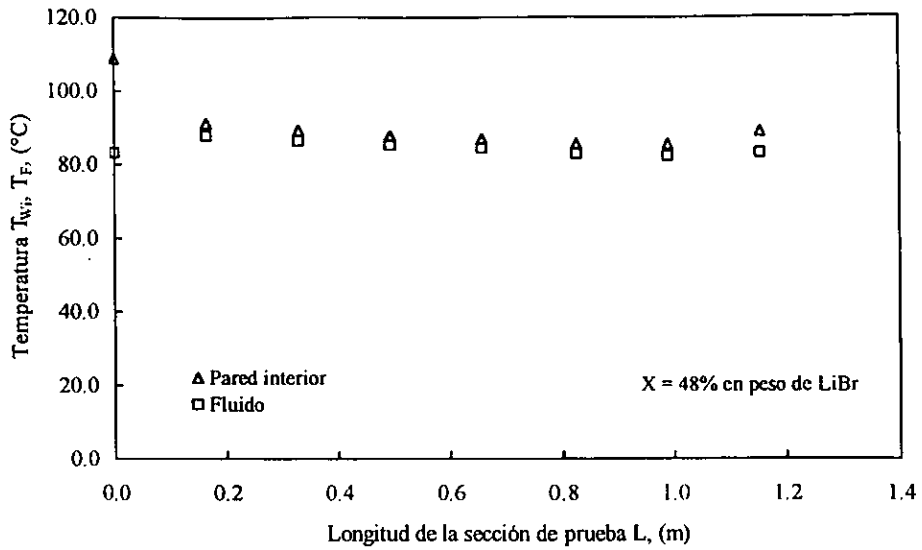


Figura 5.9 Gráfica de la temperatura de pared interior del tubo y la temperatura del fluido en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla de bromuro de litio-agua.

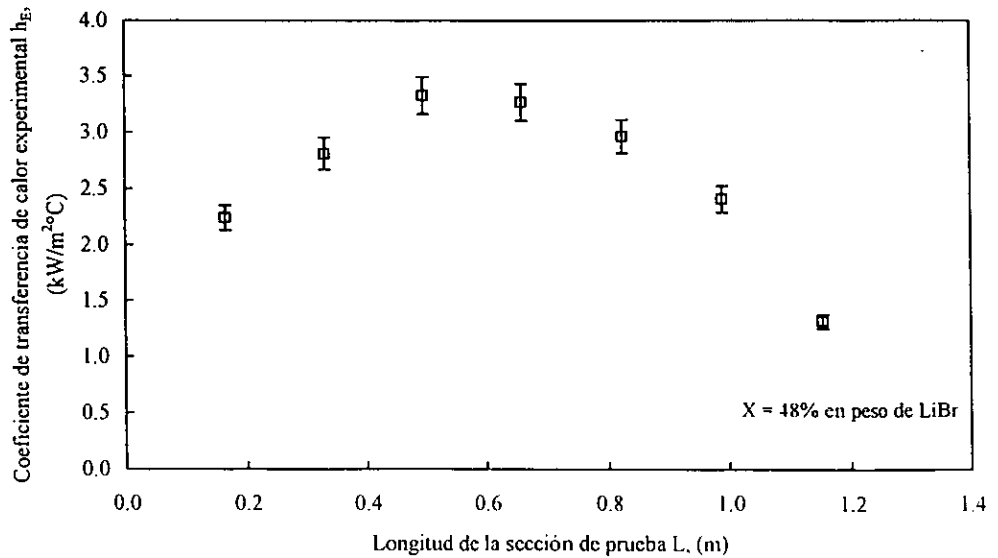


Figura 5.10 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función de la longitud de la sección de prueba para la mezcla de bromuro de litio-agua.

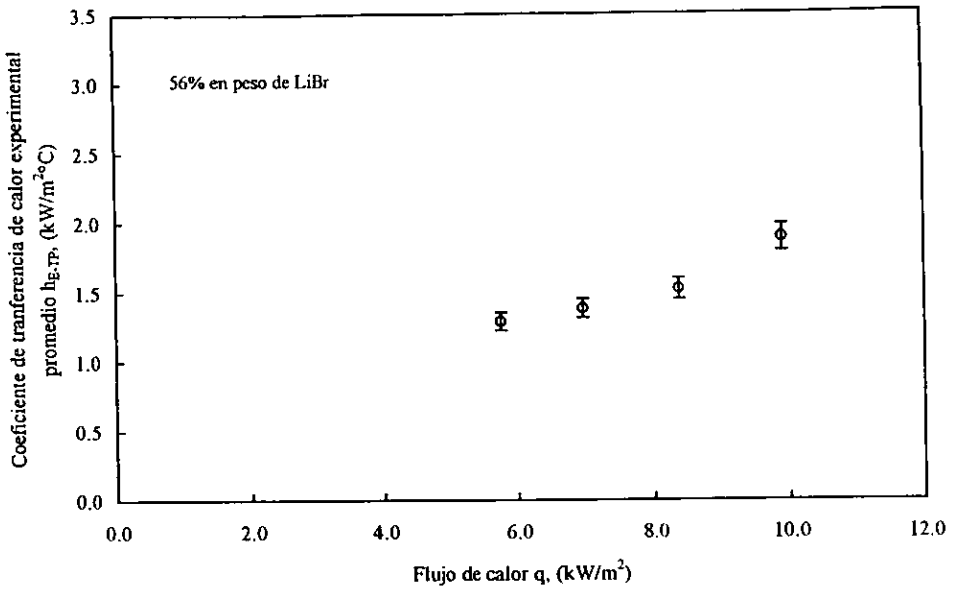


Figura 5.11 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función del flujo de calor para la concentración de 56% en peso de LiBr.

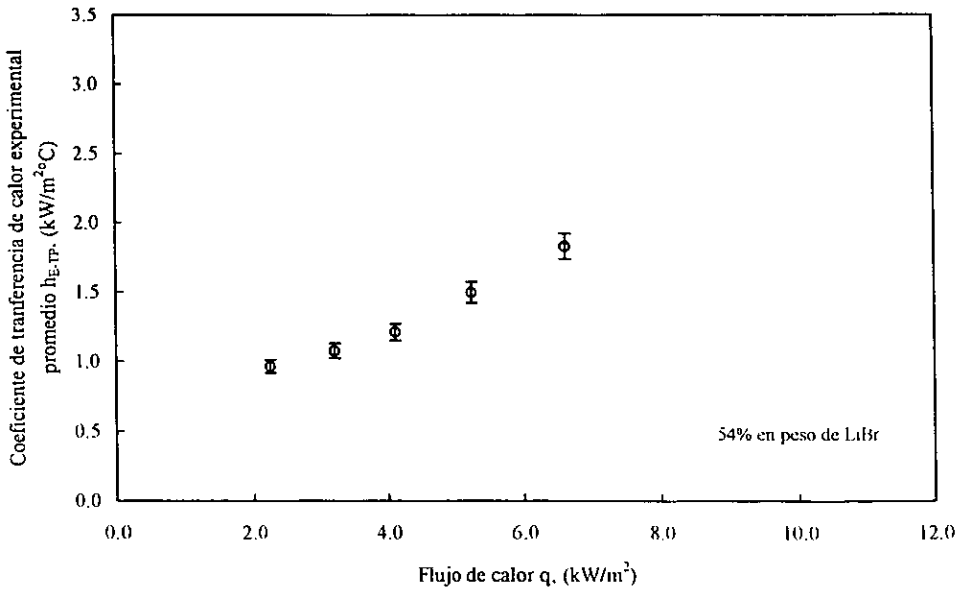


Figura 5.12 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función del flujo de calor para la concentración de 54% en peso de LiBr.

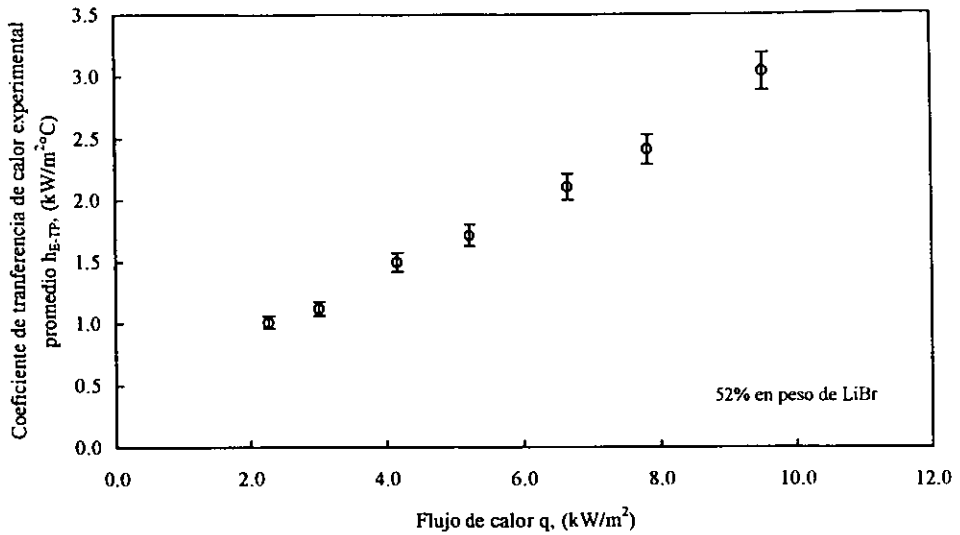


Figura 5.13 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función del flujo de calor para la concentración de 52% en peso de LiBr.

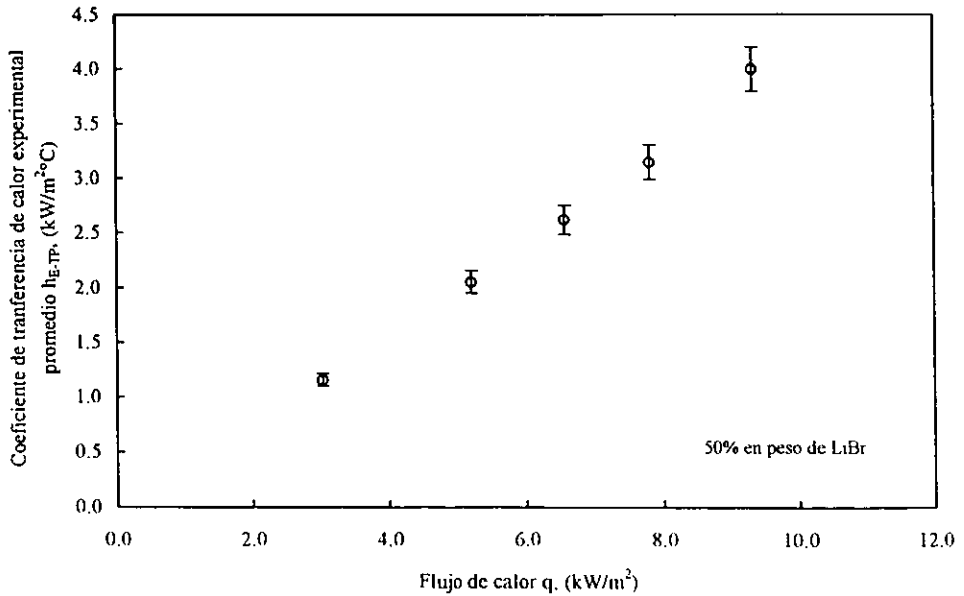


Figura 5.14 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental en función del flujo de calor para la concentración de 50% en peso de LiBr.

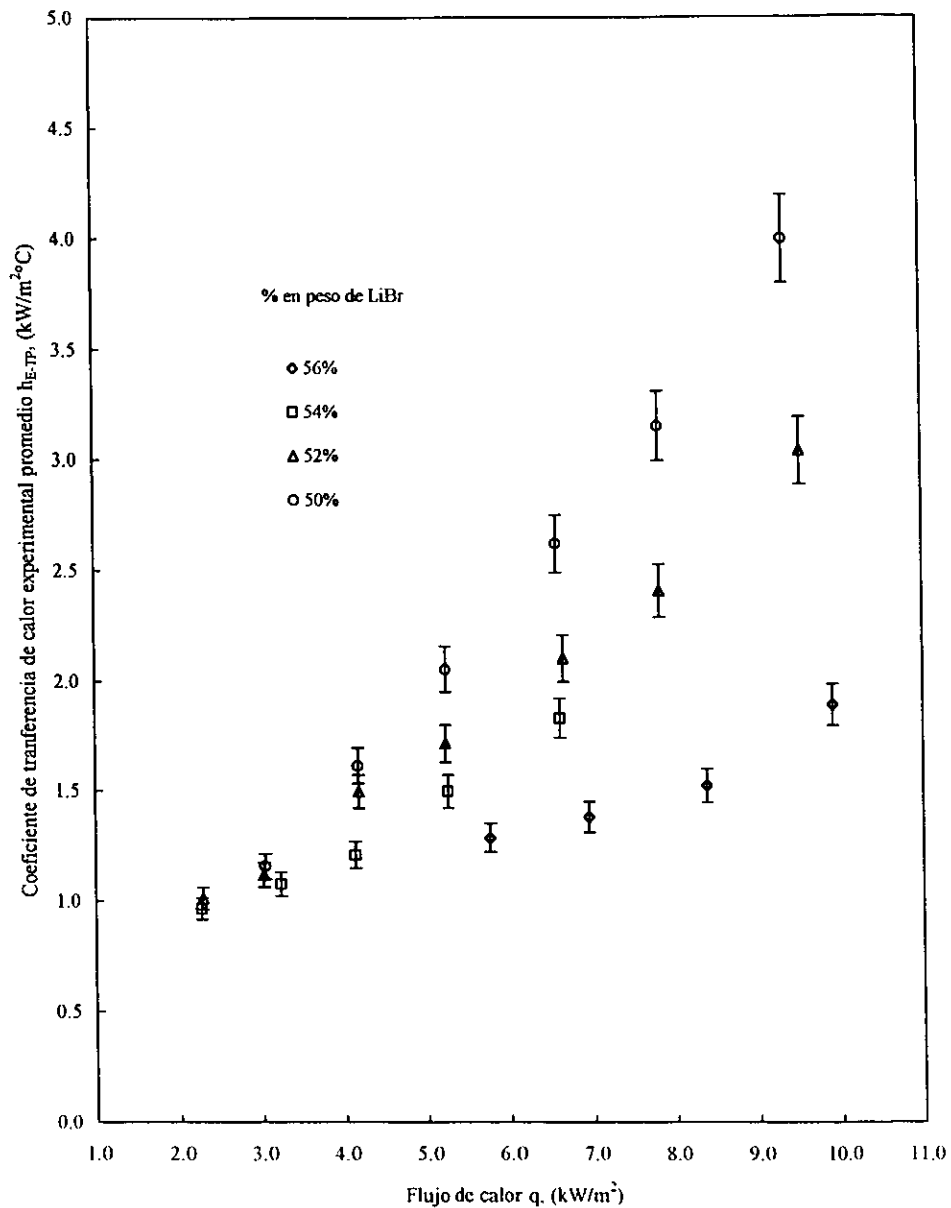


Figura 5.15 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor experimental promedio en función del flujo de calor para las concentraciones de 50, 52, 54 y 56% en peso de LiBr.

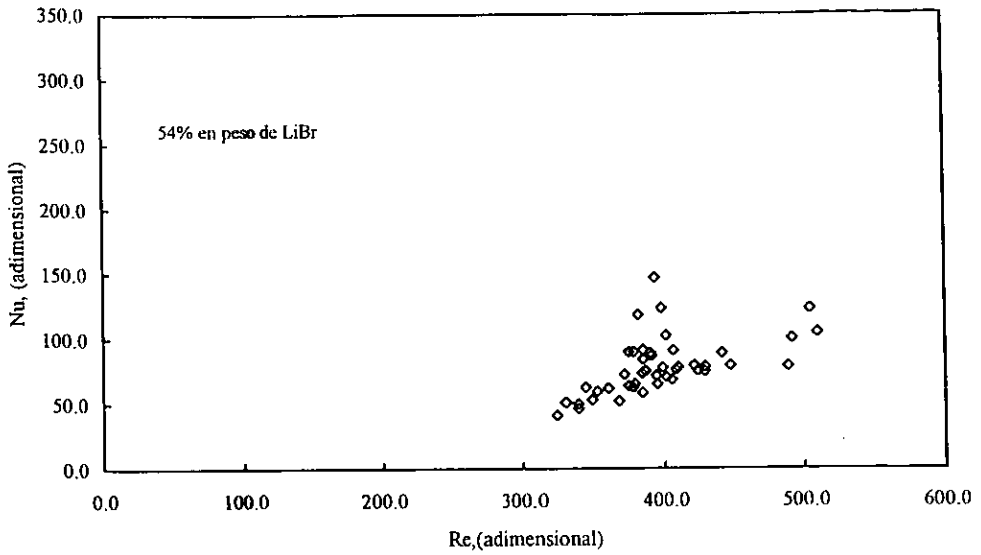


Figura 5.16 Gráfica del número de Nusselt en función del número de Reynolds, para la concentración de 54% en peso de LiBr.

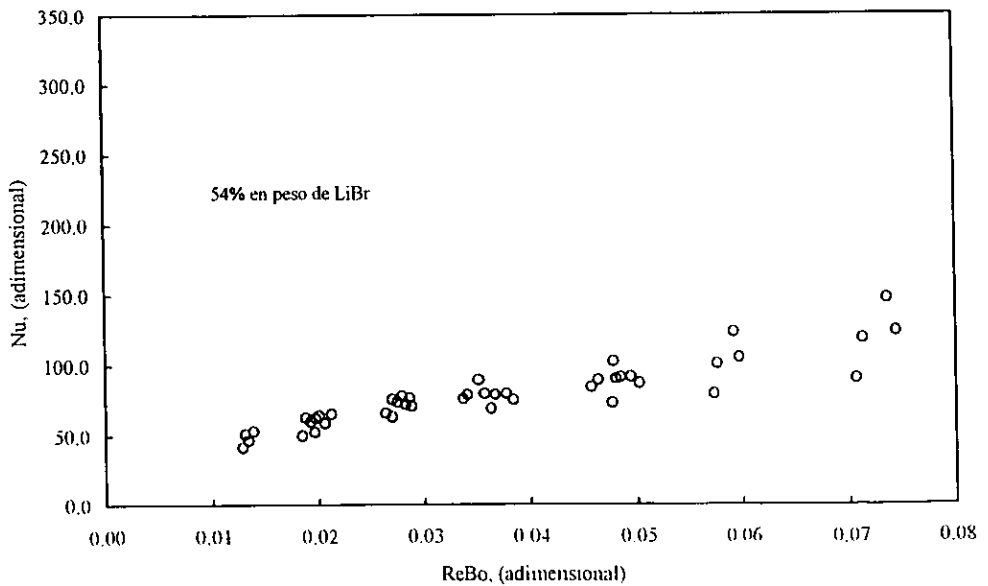


Figura 5.17 Gráfica del número de Nusselt en función del producto del número de Reynolds y el número de ebullición, para la concentración de 54% en peso de LiBr

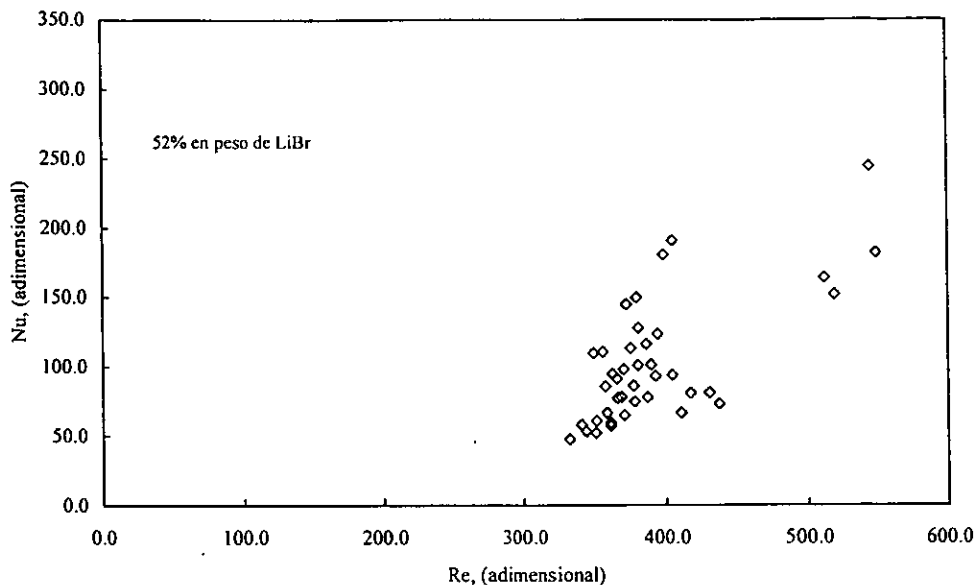


Figura 5.18 Gráfica del número de Nusselt en función del número de Reynolds, para la concentración de 52% en peso de LiBr.

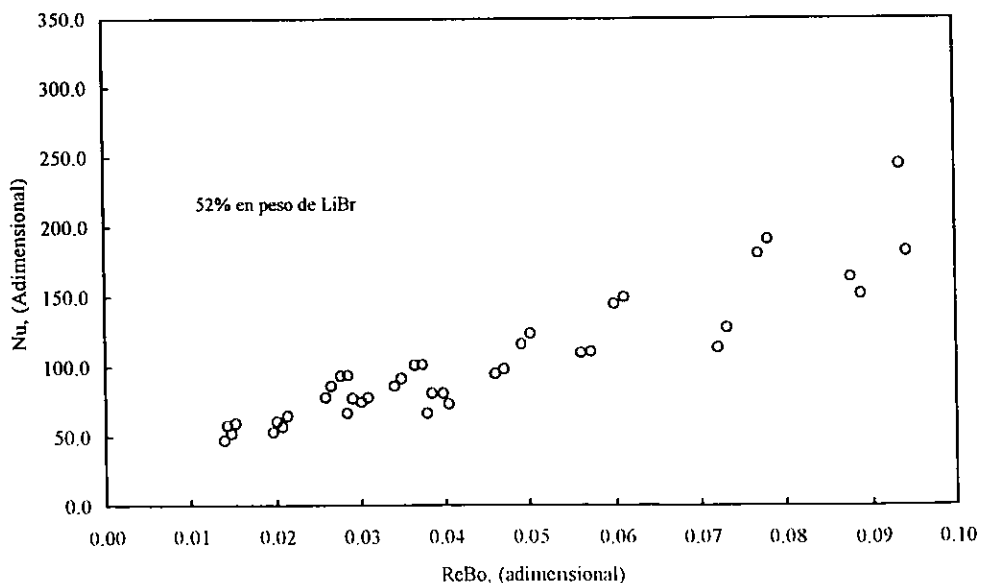


Figura 5.19 Gráfica del número de Nusselt en función del producto del número de Reynolds y el número de ebullición, para la concentración de 52% en peso de LiBr

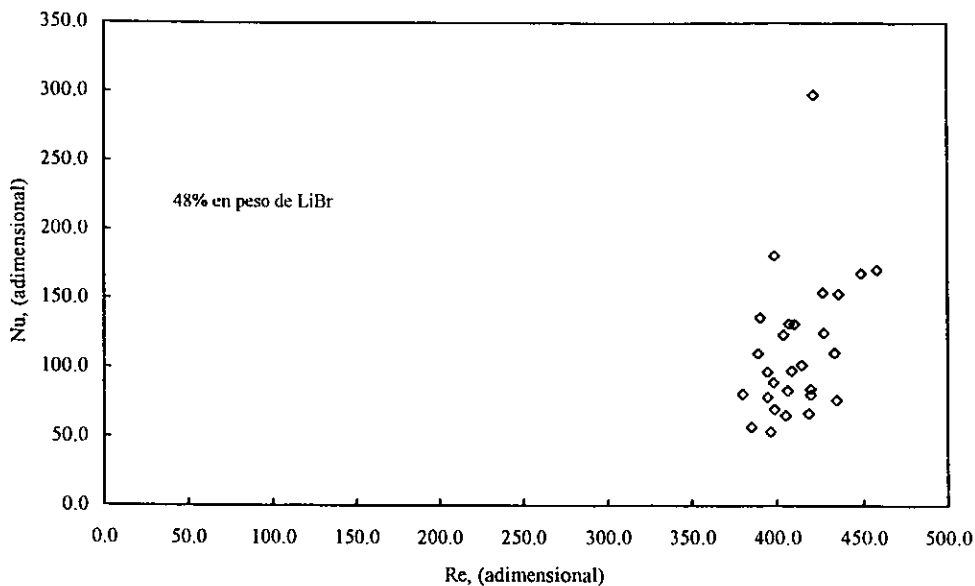


Figura 5.20 Gráfica del número de Nusselt en función del número de Reynolds, para la concentración de 48% en peso de LiBr.

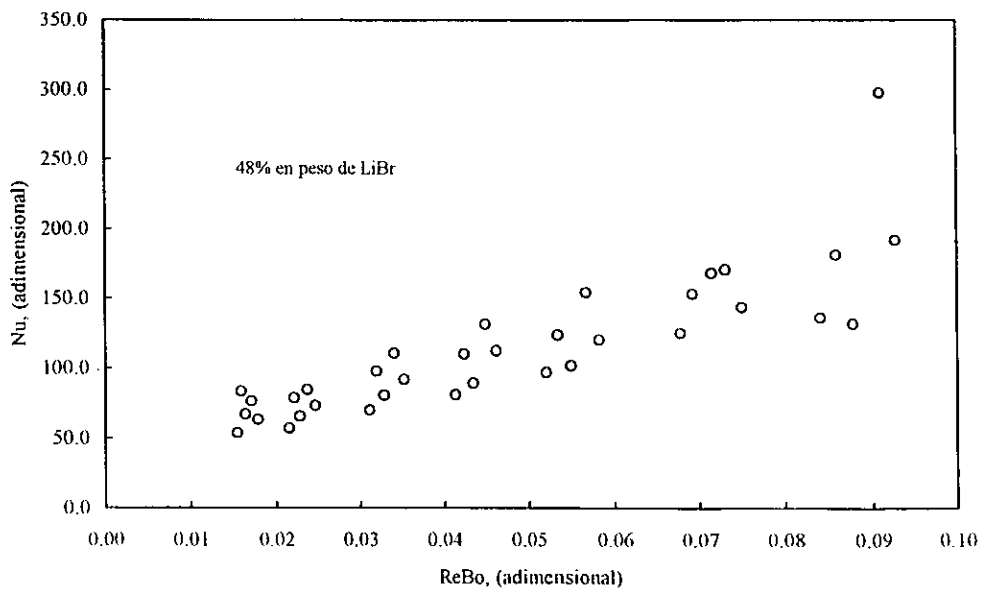


Figura 5.21 Gráfica del número de Nusselt en función del producto del número de Reynolds y el número de ebullición, para la concentración de 48% en peso de LiBr

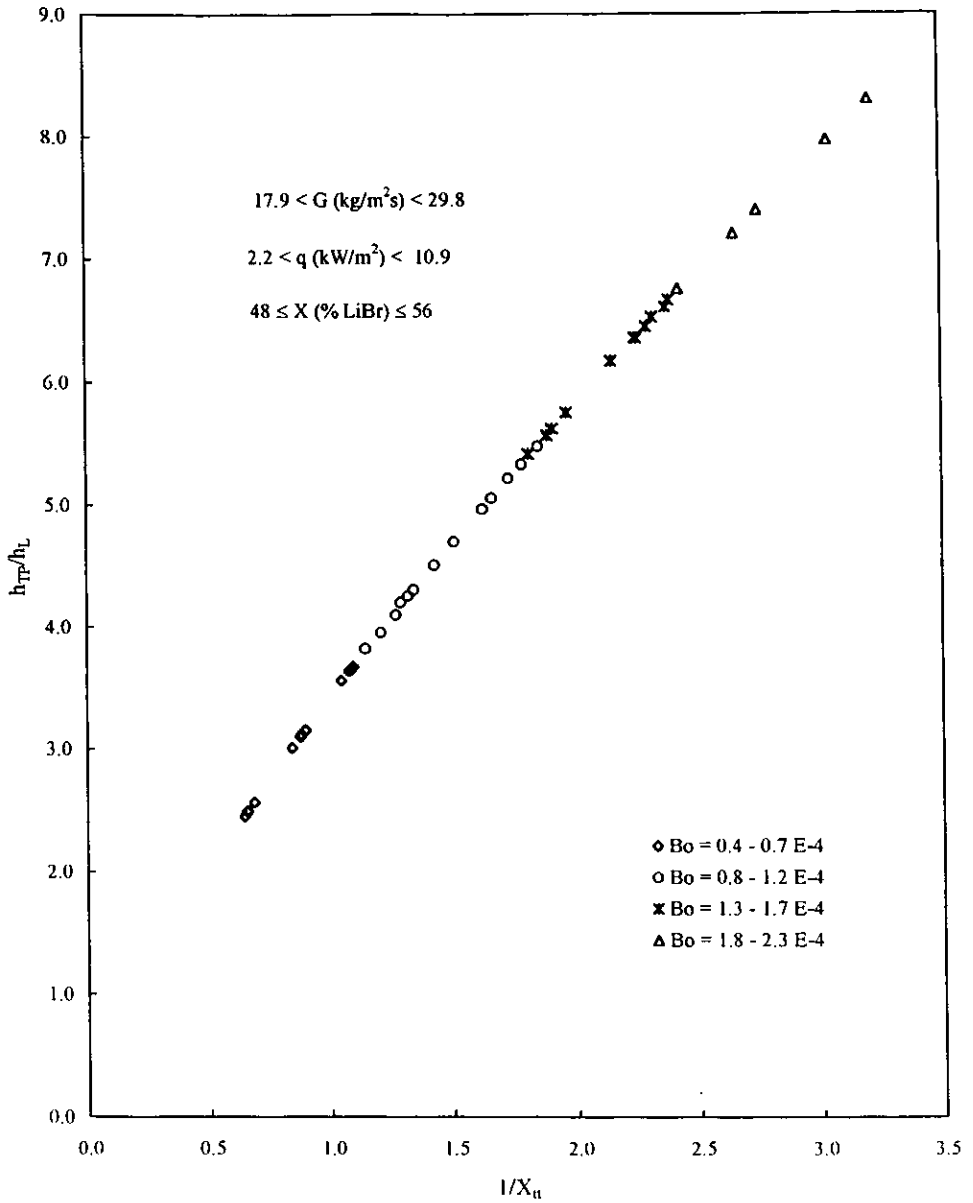


Figura 5.22 Relación de coeficientes de transferencia de calor en función del parámetro de Lockart-Martinelli para diferentes números de ebullición de la mezcla bromuro de litio-agua.

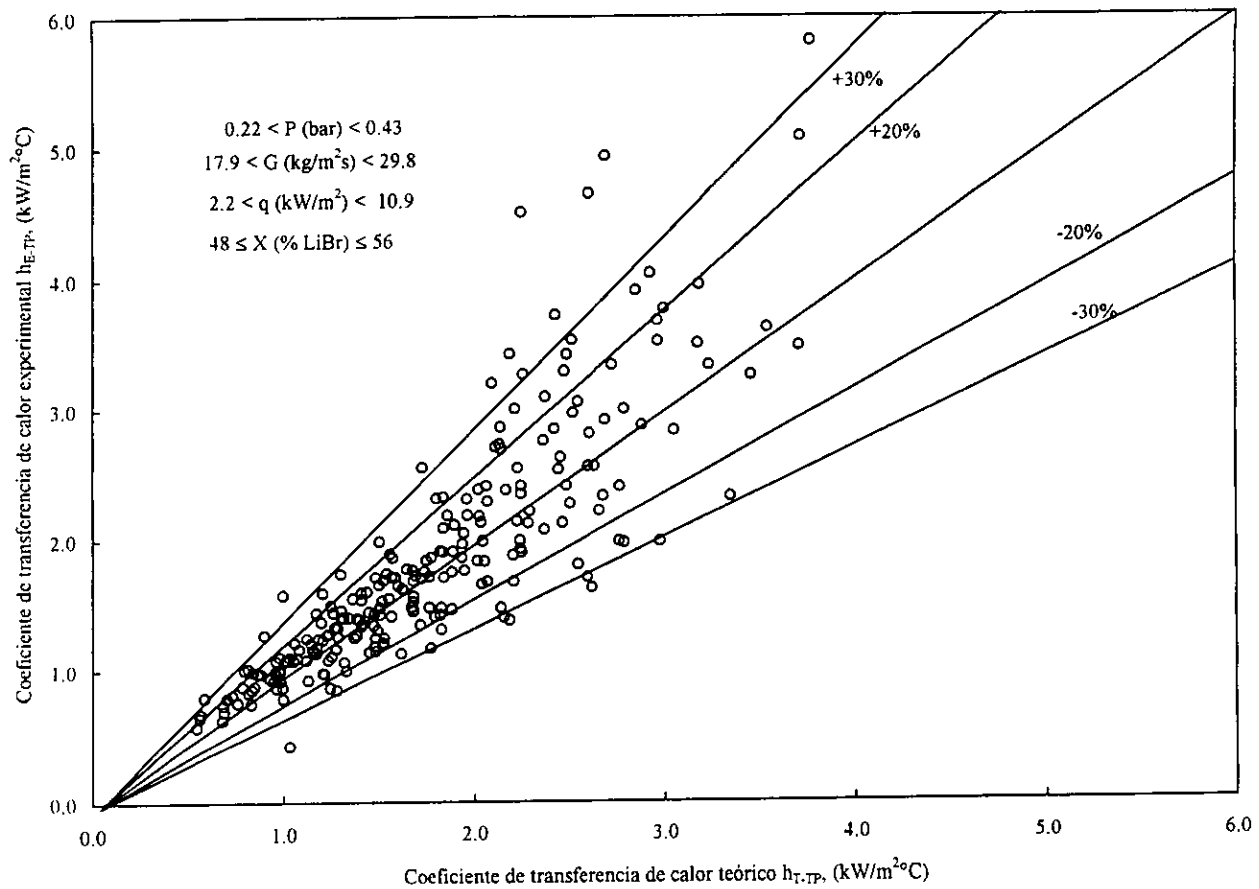


Figura 5 23 Comparación del coeficiente de transferencia de calor empermental con el coeficiente de transferencia de calor teórico para la mezcla de Bromuro de Litio - Agua

Capítulo VI

CONCLUSIONES

- Se observó que el comportamiento de la temperatura de la pared interior del tubo y la temperatura del fluido son aproximadamente uniformes a lo largo de la sección de prueba, sin embargo, hay marcados aumentos en las diferencias de temperaturas entre los dos puntos los cuales se encuentran al inicio y al final de la sección de prueba que se deben principalmente a:
 - a) Hay calentamiento sensible hacia el fluido, al inicio de la sección de prueba.
 - b) Aumento de la calidad del vapor de agua al final de la sección de prueba que disminuye la transferencia de calor.

- Se obtuvo que a mayor diferencia de temperaturas entre la pared interior del tubo de la sección de prueba y el fluido, el coeficiente de transferencia de calor disminuye (manteniendo el flujo de calor y el área constantes), mientras que al disminuir la diferencia de temperaturas se obtienen coeficientes de transferencia de calor más altos, lo que concuerda claramente con la Ley de Enfriamiento de Newton (Ec. 5.1).

- Se observó que los coeficientes de transferencia de calor aumentan al incrementarse el flujo de calor y disminuyen al aumentar la concentración de bromuro de litio en la solución.

- Se encontró que los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases para la mezcla bromuro de litio-agua, para estas condiciones de operación, son hasta nueve veces mayores en comparación con los coeficientes de transferencia de calor en la fase líquida, lo cual era de esperarse, ya que la ebullición provoca que se tenga mayor turbulencia y por ende mayor transferencia de calor.

- Se analizó el comportamiento de los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases y se encontró que existe dependencia significativa con el número de ebullición, lo cual era de esperarse, ya que al aumentar la ebullición aumenta la turbulencia del flujo y la interacción entre las moléculas de la solución.

- Otro parámetro importante aunado a la ebullición es la calidad. La calidad también tiene efectos importantes sobre los coeficientes de transferencia de calor. Ya que al aumentar ésta, también se incrementa la transferencia de calor, sin embargo, después de cierto valor, la

transferencia de calor comienza a decaer debido al aumento importante de la fracción volumétrica.

- Los efectos del número de Reynolds para las condiciones de flujo que se manejaron solo contribuyen significativamente en los coeficientes de transferencia de calor en la fase líquida y no son de importancia para los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases, por lo que los efectos convectivos fueron mínimos en comparación con los efectos de ebullición en esta región.
- La expresión que se utilizó para determinar los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fase para la mezcla bromuro de litio-agua fue:

$$h_{TP} = C h_L (1/X_{tt})^m Bo^n$$

donde C, m y n son valores que se determinaron del análisis experimental, siendo h_L el coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida, $1/X_{tt}$ el inverso del parámetro de Lockart-Martinelli y Bo el número de ebullición.

- Para la correlación de los coeficientes de transferencia de calor en flujo en dos fases se encontró que el valor de C depende significativamente de la calidad, mientras que el valor de m y n permanecen constantes con valores de 0.61 y 0.1 respectivamente. El valor de C toma los valores de:

C	x (%)	m	n
20	$0.3 \leq x < 1.0$	0.65	0.1
12	$1.0 \leq x < 2.0$	0.65	0.1
9	$2.3 \leq x < 2.4$	0.65	0.1

- Para la determinación de los coeficientes experimentales de transferencia de calor en flujo en dos fases, se realizó el cálculo de las incertidumbres, obteniéndose un máximo valor del $\pm 5\%$.

REFERENCIAS

- [1] R. M. Mackay and S. D. Probert, National policies for achieving energy thrift, environmental protection, improved quality of life and sustainability. *Applied Energy*, 51(4), 293-367, (1995).
- [2] Shell Briefing Service, Energy in profile, No. 2 pp. 1-9, (1995).
- [3] S. Mercado, Consumo de energía en las principales industrias de México y potencial de ahorro, *Boletín IIE*, sep.-oct., pp. 252-256, México, (1993).
- [4] M. Delehanty, Cooperación entre la CE y México en el campo de la energía, *La energía en Europa*, pp. 122-126, (1991)
- [5] I. Pilatowky y R. Best, :Refrigeración solar, *Curso de Actualización en Energía Solar*, Temixco, Mor, pp. 232-253, (1998).
- [6] J. C. Chen, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in vertical flow, *Ind. Eng. Chem. Proc. Design and Dev.*, 5(3), 322-339, (1966).
- [7] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, University of California, Berkeley, U.S.A., *Publ. Eng.*, 2, 433, (1930).
- [8] H. K. Forster and N. Zuber, Dynamics of vapour bubbles and boiling heat transfer, *AICHE J.*, 1, 531-535, (1955).
- [9] J. G. Collier, *Forced convective boiling*, New York, Hemisphere, U.S.A., (1981).
- [10] R. W. Lockhart and R. C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal two phase, two components flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.*, 45, 49-48, (1949).
- [11] R. A. Pappar, EHD enhancement of pool boiling heat transfer of R123 and R123/oil mixture. M. S. Thesis, College Park: University of Maryland, U.S.A., (1993)
- [12] M. M. Shah, A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, *ASHRAE Trans.*, 82(2), 66-86, (1976).

- [13] M. M. Shah, Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study, *ASHRAE Trans.*, **88**(1), 185-196, (1982).
- [14] R. W. Bjorge, G. R. Hall and W. M. Rohsenow, Correlation of forced convection boiling heat transfer data, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **25**(5), 753-757, (1982).
- [15] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **29**(3), 351-358, (1986).
- [16] M. G. Cooper, Saturation nucleate boiling: A simple correlation, *Int. Chem. Eng. Symposium Series*, **86**, 785-793, (1984).
- [17] V. V. Klimenko, A general correlation for two phase forced flow heat transfer, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **31**(3), 541-552, (1988).
- [18] S. G. Kandlikar, A general correlation for saturated two phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *J. Heat Transfer*, **112**, 219-228, (1990).
- [19] Z. Liu and R. H. S. Winterton, A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **34**(11), 2759-2765, (1991).
- [20] S. S. Kutateladze, Boiling heat transfer, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **4**(1), 31-45, (1961).
- [21] D. Steiner and J. Taborek, Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by and asymptotic model, *Heat Transfer Engineering*, **B**(2), 43-69, (1992).
- [22] S. W. Churchill, The interpretation and use of rate data, New York, Hemisphere, U.S.A. (1974).
- [23] D. Gorenflo, Behaltersieden, Sec., Ha. In *VDI Warmetals*, Dusseldorf, Germany: VDI Verlag, (1988).
- [24] R. L. Webb and N. S. Gupte, A critical review of correlations for convective vaporisation in tubes and tube banks, *Heat Transfer Engineering*, **13**(3), 58-81, (1992).

- [25] H. Takamatsu, S. Momoki and T. Fujii, A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a horizontal smooth tube, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **36**(13), 3351-3360, (1993)
- [26] M. M. Ohadi, S. S. Li, R. Radermacher and S. Dessiatoun, Critical review of correlations for two-phase flow heat transfer of ammonia, *Int. J. Refrigeration*, **19**(4), 272-284, (1996).
- [27] Chi-Chuan Wang, C. S. Kuo, Yu-Juei Chang and D. C. Lu, Two-phase flow heat transfer and friction characteristics of R-22 y R-407C, *ASHRAE Transactions: Simposia*, **102**(2), 830-838, (1996).
- [28] K. Stephan, Two-phase heat exchange for new refrigerants and their mixtures, *Int. J. Refrigeration*, **18**(3), 198-209, (1995).
- [29] Jee Young Shin, Min Soo Kim and Sung Tack Ro, Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in horizontal tube, *Int. J. Refrigeration*, **20**(4), 267-275, (1997).
- [30] N. Kattan, J. R. Thome and D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes: Part 3- Development of a new heat transfer model based on flow pattern, *Journal of Heat Transfer*, **120**(1), 157-165, (1998).
- [31] D. S. Jung, M. McLinden, R. Radermacher and D. Didion, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **32**(9), 1751-1764, (1989).
- [32] D. L. Bennett and J. C. Chen, Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures, *AIChE J.*, **21**, 721-723, (1980).
- [33] L. W. Florshuetz and A. R. Khan, Growth rates of free vapour bubbles in binary liquid mixtures at uniform superheats, *Proc. 4th Int. Heat Transfer Conf.*, Paris, France, (1970).
- [34] M. P. Mishra, H. K. Varma and C. P. Sharma, Heat transfer coefficients in forced convection evaporation of refrigerant mixtures, *Lett. in Heat and Mass Transfer*, **8**(1), 127-136, (1981).

- [35] T. R. Ramamohan, A. Somalingeswara and N. S. Srinivas, Forced convection heat transfer to boiling binary mixtures. *The Canadian Journal of Chem. Eng.*, **59**, 400-402, (1981).
- [36] F. D. Moles and J. F. G. Shaw, *Trans. Inst. Chem. Engrs. UK*, **50**, p. 76, (1972).
- [37] H. Ross, V. Radermacher, M. di Marzo and D. Didion, Horizontal flow boiling of pure and mixed refrigerants, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **30**(5), 979-992, (1987).
- [38] D. S. Jung, M. McLinden, R. Radermacher and D. Didion, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **32**(9), 1751-1764, (1989).
- [39] K. Stephen and M. Abdelsalam, Heat transfer correlations for natural convection boiling, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **23**(1), 73-87, (1980).
- [40] M. Hou and S. Tan, Nucleate boiling heat transfer of lithium bromide/water solution on a low finned tube, *ASHRAE Trans.*, **98**(2), 965-975, (1992).
- [41] G. P. Celata, M. Cumo and T. Setaro, Forced convective boiling in binary mixtures, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **36**(13), 3299-3309, (1993).
- [42] A. A. S. Kadhum, K. G. Rajulu, B. S. Varshney and B. Mohanty, Characteristics of nucleate pool boiling of aqueous mixtures, *Phase Change Heat Transfer ASME*, **22**, 57-64, (1993).
- [43] R. A. Papar, EHD enhancement of pool boiling heat transfer of R123 and R123/oil mixture, M. S. Thesis, College Park: University of Maryland, U.S.A., (1993).
- [44] S. M. Sami, J. Schnotale and J. G. Smale, Prediction of the condensation and boiling characteristics of R12 substitutes R22/R152a/R114 and R22/R152a/R124 inside enhanced surface tubing, *Int. J. Energy Research*, **18**(5), 727-740, (1994).
- [45] U. Wenzel, B. Hartmuth and H. Muller, Heat transfer to mixtures of acetone, isopropanol and water under subcooled flow boiling conditions-I. Experimental results, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **37**(2), 175-183, (1994).

- [46] J. Darabi, M. Salehi, M. H. Saeedi and M. M. Ohadi, Review of available correlations for prediction of flow boiling heat transfer in smooth and augmented tubes, *ASHRAE Trans.*, **101**(1), 965-975, (1995).
- [47] W. Rivera and R. Best. Boiling Heat Transfer Coefficients in a Vertical Smooth Tube for the Water/Ammonia and Ammonia/Lithium Nitrate Mixtures, *Int. J. of Heat and Mass Transfer* Vol. **42**(5), 905-921, (1999).
- [48] W. Rivera, V. Vélez and A. Xicale, Heat Transfer Coefficients in Two Phase Flow for Mixtures Used in Solar Absorption Refrigeration Systems, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, **63**(4), 401-411, 2000.
- [49] J. G. Collier, *Convective boiling y condensation*, McGraw Hill Book Co., New York, USA., (1972).
- [50] J. C. Collier and D. J. Pulling, Heat transfer to two phase gas/liquid systems. Part II: Further data on steam/water mixtures in the liquid dispersed region in an annulus, *AERE-R3809*, UK, (1962).
- [51] R. T. Lahey Jr., *Boiling heat transfer, modern developments and advances*, Elsevier Science Publishers, USA, (1992).
- [52] Louis d'Hainaut, *Cálculo de incertidumbres en las medidas*, Editorial Trillas, México, (1982).