



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

Programa de Maestría y Doctorado en
Ingeniería

Centro de Investigación en Energía

***SIMULACIÓN NUMÉRICA Y VALIDACIÓN
EXPERIMENTAL DE UN GENERADOR DE PELÍCULA
DESCENDENTE EN TUBOS HORIZONTALES PARA
UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR
ABSORCIÓN***

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA

ENERGÍA-PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA

Presenta:

José Vidal Herrera Romero

Director de tesis:

Dr. Octavio García Valladares



Temixco, Morelos, México

2010



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr Best y Brown Roberto

Secretario: Dr. García Valladares Octavio

Vocal: Dr. Siqueiros Alatorre Javier

1er.Suplente: Dr. Gómez Espinoza Victor Hugo

2do. Suplente: Dr Velázquez Limón Nicolás

Lugar donde se realizó la tesis:

Centro de Investigación en Energía - UNAM

TUTOR DE TESIS:

Dr. García Valladares, Octavio

FIRMA

Agradecimientos

Quiero expresar mis más sinceros agradecimientos:

- Al Dr. Octavio García Valladares, por su invaluable asesoría para realizar este trabajo, por el tiempo que dedicó y la paciencia que tuvo en todo momento, pero más que nada..., por su amistad.
 - Al Dr. Roberto Best y Brown, por su valioso apoyo, consejos, aportaciones y sugerencias en el desarrollo de la tesis.
 - Al Dr. Victor Hugo Gómez Espinoza, por su gran ayuda durante la etapa experimental, por sus consejos, pero sobre todo por su invaluable amistad.
 - A los demás miembros del jurado, Dr. Javier Sequeiros, y al Dr. Nicolás Velázquez por todas sus sugerencias para mejorar este trabajo.
 - Al Centro de Investigación en Energía (CIE-UNAM) por darme la oportunidad de estar en sus instalaciones.
 - A todos los compañeros y amigos del laboratorio del refrigeración y bombas de calor. Por tantos momentos agradables que pasamos juntos.
 - Un especial agradecimiento al Dr. Jorge A. Andaverde A. por la amistad que ha florecido.
 - Al CONACyT, por la beca para la realización de los estudios de doctorado.
 - A todos los investigadores, técnicos académicos, estudiantes y personal del CIE que siempre me ayudaron cuando lo necesite.
 - Y sobre todo a mis padres Arnulfo y Rosa (†), a mis hermanos: José, Claudia, Arnulfo porque siempre me han apoyado y siempre me ha deseado lo mejor.
-

Nuevamente, Todo tiene sentido cuando la vida se vive con alegría.

Dedicatoria

Para Ixchel, Eliel,

Liz

Con todo mi amor.
Los quiero mucho
... muchas gracias.

A Dios

Porque me ha dado la vida, la fuerza, el coraje y la dicha de estar rodeado de grandes personas que me han brindado su amor y amistad.

Índice general

Índice general	I
Lista de figuras y tablas	IV
Nomenclatura	VII
Artículos producidos	IX
Resumen	X
Abstract	XI
Capítulo 1: Introducción	
1.1. Descripción de la problemática	1
1.2. Antecedentes	3
1.3. Justificación y motivación	3
1.4. Objetivos	5
1.4.1. Objetivo general	5
1.4.2. Objetivos específicos	5
1.5. Descripción del proyecto	5
Capítulo 2: Generalidades y análisis del ciclo	
2.1. Aspectos relevantes de la energía	9
2.1.1. Problemática energética mundial	9
2.1.2. La creciente demanda de aire acondicionado en el sector residencial	9
2.1.3. El impacto de las cargas de aire acondicionado en la demanda pico de electricidad	10
2.2. Problemática ambiental: la cuestión de los refrigerantes convencionales	10
2.3. Ciclo de refrigeración por absorción	12
2.3.1. Evolución de los sistemas de refrigeración por absorción	13
2.3.2. Fluido de trabajo para los sistemas de refrigeración por absorción	14
2.3.3. Principio de operación	16
2.3.4. Clasificación de los sistemas de refrigeración por absorción	17
2.3.5. Principales componentes de los sistemas de absorción	18
Capítulo 3: Diseño y construcción del prototipo experimental	
3.1. Introducción	21
3.2. Descripción y funcionamiento del prototipo de refrigeración por absorción	22
3.2.1. Descripción del generador de película descendente con tubos horizontales	23
3.2.2. Descripción del absorbedor de película descendente en tubos verticales	24
3.3. Diseño del sistema experimental	26
3.3.1. Construcción del dispositivo experimental	26
3.3.2. Instrumentación y calibración de instrumentos de medición	28
3.4. Prueba de fugas	32
3.5. Subsistema de aceite térmico	32
3.6. Implementación de equipos de control	33
3.7. Sistema de adquisición de datos	33
3.8. Operación del prototipo	34
3.8.1. Pruebas preliminares y sensibilización con el prototipo	34
3.8.2. Procedimiento de arranque, estabilización y paro del equipo	36
3.8.2.1. Metodología de arranque del equipo de refrigeración	37
3.8.2.2. Estabilización del equipo de refrigeración	38
3.8.2.3. Paro del equipo de refrigeración	39
3.9. Desarrollo de pruebas experimentales	39

Capítulo 4: Modelado del generador de película descendente con tubos horizontales

4.1. Formulación matemática	50
4.1.1. Flujo dentro del tubo	50
4.1.2. Conducción de calor en la pared del tubo	53
4.1.3. Flujo de película descendente	54
4.2. Resolución numérica	55
4.2.1. Flujo dentro de los tubos	55
4.2.1.1. Discretización de las ecuaciones gobernantes para flujo monofásico	55
4.2.1.2. Algoritmo de resolución	57
4.2.2. Conducción de calor en la pared del tubo	57
4.2.3. Flujo de película descendente	58
4.2.3.1. Discretización de las ecuaciones	58
4.2.3.2. Algoritmo de resolución	59
4.2.4. Solución global del algoritmo	61
4.3. Simulación numérica	62
4.3.3. Correlación empírica para el coeficiente de transferencia de calor para tubos horizontales en película descendente	62
4.3.4. Comparación del funcionamiento de los ciclos de absorción $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ para sistemas de refrigeración	64
4.3.5. Comparación del funcionamiento del generador para diferentes mezclas de trabajo	71

Capítulo 5: Contratación del modelo del generador utilizando datos experimentales

5.1. Comparación entre los resultados numéricos y experimentales	77
--	----

Capítulo 6: Conclusiones y recomendaciones

6.1. Conclusiones	84
6.2. Recomendaciones y trabajo futuro	85

Apéndices A Preparación de la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y carga del equipo experimental

A.1. Cálculo del volumen necesario de solución para el sistema	86
A.2. Cálculo de masas de NH_3 y LiNO_3 requeridos para preparar la solución	86
A.3. Preparación de la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$	87
A.3.1. Pesado del LiNO_3	87
A.3.2. Procedimiento para preparación de la solución	88
A.4. Carga de la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$	89

Apéndice B Propiedades de las mezclas agua-bromuro de litio, amoníaco-agua, amoníaco-nitrato de litio y aceite térmico

B.1. Agua-bromuro de litio	90
B.1.1. Equilibrio líquido-vapor	90
B.1.2. Densidad	91
B.1.3. Viscosidad dinámica	91
B.1.4. Calor específico	91
B.1.5. Entalpía	92
B.1.6. Conductividad térmica	92
B.2. Amoníaco-agua	93
B.2.1. Equilibrio líquido-vapor	93
B.2.2. Densidad	93
B.2.3. Viscosidad dinámica	94
B.2.4. Calor específico	96
B.2.5. Entalpía	97

B.2.6. Conductividad térmica	97
B.3. Amoníaco-nitrato de litio	99
B.3.1. Equilibrio líquido-vapor	99
B.3.2. Densidad	99
B.3.3. Viscosidad dinámica	100
B.3.4. Calor específico	100
B.3.5. Entalpía	101
B.3.6. Conductividad térmica	101
B.4. Aceite térmico	101
B.4.1. Densidad	102
B.4.2. Viscosidad dinámica	102
B.4.3. Calor específico	102
B.4.4. Conductividad térmica	102

LISTA DE FIGURAS Y TABLAS

Figuras

- 2.3.3.1 (a) El proceso de absorción ocurre en el recipiente del lado derecho causando el efecto de enfriamiento en el otro, (b) el proceso de separación de refrigerante ocurre en el recipiente del lado derecho como resultado de adicionar una fuente de calor externa.
- 2.3.3.2 Ciclo de refrigeración por absorción continuo compuesto de dos procesos.
- 3.2.1 Sistema de refrigeración por absorción (a) diagrama, (b) prototipo experimental
- 3.2.1.1 Generador de película descendente en tubos horizontales
- 3.2.2.1 Absorbedor de película descendente en tubos verticales (a) cabezal (b) cuerpo del absorbedor (c) tanque de solución y cámara de entrada de vapor (d) absorbedor completo
- 3.2.2.2 Redes de alambre tipo “araña” (a) colocación en el cuerpo del absorbedor (b) diseño
- 3.3.1.1 Diseño inicial del prototipo de refrigeración por absorción [Llamas, 2004]
- 3.3.1.2 (a) Colocación del sello entre el tanque de almacenamiento y el cuerpo del absorbedor (b) posición final del sistema de ventilación en el absorbedor.
- 3.3.1.3. Diagrama inicial del sistema de absorción trabajando con la mezcla NH_3 - LiNO_3
- 3.3.2.1 (a) Uso del baño térmico para la calibración de termopares (b) Regresión lineal para un sensor de temperatura.
- 3.3.2.2 Diagrama de conexión del transductor de presión.
- 3.3.2.3 Sistema para calibración de sensores de presión (b) regresión lineal para un sensor de presión.
- 3.3.2.4 Sistema de refrigeración, con instrumentos de medición.
- 3.5.1 (a) Subsistema de aceite térmico (b) Inversores de frecuencia
- 37.1 (a) Vista del sistema adquirente de datos (b) pantalla de registro de variables.
- 3.8.1.1 Vista a través de la mirilla en el absorbedor
- 3.8.1.2 Vistas a través de la mirilla en el generador: (a) Flujo pequeño, (b) Flujo total de la bomba
- 3.8.1.3 Imagen del hielo en el evaporador durante la estabilización del sistema
- 3.8.2.1 Diagrama esquemático del prototipo de absorción LiNO_3 del CIE-UNAM
- 3.9.1 Perfil de los flujos de entrada de solución al generador y flujo de salida de NH_3 del generador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico
- 3.9.2 Perfiles de temperatura en el generador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico
- 3.9.3 Perfiles de temperatura en el condensador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico
- 3.9.4 Perfil de temperatura del evaporador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico
- 3.9.5 Perfiles de temperatura en el absorbedor (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico

- 3.9.6 Concentración de la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ a la entrada del generador y presión del equipo en el lado de alta (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico
- 3.9.7 Flujo de calor en el generador y evaporador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico
- 3.9.8 Coeficiente de operación a lo largo de la prueba (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico
- 4.1 Generador de película descendente en tubos horizontales
- 4.1.1.1 Flujo a través de un VC de una tubería [García-Valladares, 2001]
- 4.1.2.1 Flujo de calor en un VC de un elemento tubular [García-Valladares, 2004]
- 4.1.3.1 (a) Balance de calor para un VC, (b) Discretización espacial de la solución de película descendente
- 4.2.1.1 Nodos y mallas para el método tramo a tramo (step by step) [García-Valladares, 2004]
- 4.2.3.2.1 Esquema de resolución del método tramo a tramo para el fluido exterior.
- 4.3.1.1 Comparación entre los resultados de Jani *et al.* en 2003, los de Jani *et al.* en 2004 y los resultados de este trabajo (a) Re_f vs. , (b) p vs. , (c) X vs. y (d) $(T_{wall} - T_{sat})$ vs.
- 4.3.2.1 Comparación entre los resultados numéricos para de película descendente en solución y de película descendente el generador completo para: (a) Re_f vs. , (b) p vs. , (c) X vs. y (d) $(T_{wall} - T_{sat})$ vs.
- 4.3.2.1 Esquema del ciclo de refrigeración por absorción [Da-Wen Sun, 1996]
- 4.3.2.2 Variación del coeficiente de operación con la temperatura del generador.
- 4.3.2.3 Variación del coeficiente de operación con la temperatura del condensador.
- 4.3.2.4 Variación del coeficiente de operación con la temperatura del evaporador.
- 4.3.2.4 Variación del coeficiente de operación con la temperatura del absorbedor.
- 5.1.1. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida del aceite térmico para diferentes valores constantes de y la ecuación propuesta por Jani *et al.* en 2004 a) caso 1, b) caso 2
- 5.1.2. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida de la solución para diferentes valores constantes de y la ecuación propuesta por Jani *et al.* en 2004 a) caso 1, b) caso 2
- 5.1.3. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida del aceite térmico para diferentes valores de en el primer tubo multiplicado por el factor dado por Jani *et al.* en 2004 a) caso 1, b) caso 2
- 5.1.4. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida de la solución para diferentes valores de en el primer tubo multiplicado por el factor dado por Jani *et al.* en 2004 a) caso 1, b) caso 2
- 5.1.5. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida del aceite térmico para primer tubo $=600$ $[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$ y considerando $Q_{\text{loss}}=15\%$ a) caso 1, b) caso 2

- 5.1.6. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida de la solución para $q_{\text{primer tubo}} = 600$ [W/m² K] y considerando $Q_{\text{loss}} = 15\%$ a) caso 1, b) caso 2
- 5.1.7. Comparación de los resultados numéricos y experimental para el flujo de calor en el generador de película descendente para $q_{\text{primer tubo}} = 600$ [W/m² K] y considerando $Q_{\text{loss}} = 15\%$ a) caso 1, b) caso 2
- A.3.1.1 (a) Balanza de precisión con charola para LiNO₃ (b) Horno para secar LiNO₃. (c) Medidor digital de carga con el tanque para preparar solución (d) Vaciado del LiNO₃ en el tanque para preparar solución.
- A.3.2.1 Carga de NH₃ para preparar la solución
- A.4.1 Carga de solución al generador (a) de forma directa (b) con la ayuda de vapor de NH₃.

Tablas

- 3.2.1.1. Especificaciones de diseño del generador de película descendente
- 3.3.2.1. Ecuaciones de regresión de los sensores de temperatura.
- 3.3.2.2. Resistencias usadas para los transductores de presión.
- 3.3.2.3. Ecuaciones de regresión para los sensores de presión.
- 4.3.2.1 Propiedades termodinámicas en varios estados para los ciclos NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃ [Da-Wen Sun, 1997].
- 4.3.2.2 Flujo de energía para cada componente en los ciclos NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃.
- 4.3.3.1 Comparación entre los resultados de Da-Wen Sun contra los resultados del programa de simulación del generador de película descendente con una salida de refrigerante al 100% (NH₃ puro) y una temperatura fija de entrada de aceite térmico de 140°C
- 4.3.3.2 Comparación entre los resultados de Da-Wen Sun contra los resultados del programa de simulación del generador de película descendente con una salida de refrigerante al 100% (NH₃ puro) y un flujo fijo de entrada de aceite térmico de 0.8405 kg/s
- 4.3.2.3. Valores calculados por el programa Refprop 8.0 para conocer la concentración en fase vapor de la solución NH₃-H₂O a $p = 15.56$ bar [REFPROP v. 8.0, 2007].
- 4.3.3.4 Comparación entre los resultados de Da-Wen Sun contra los del programa de simulación del generador de película descendente con una salida de refrigerante diferente de 100% y una temperatura fija de entrada de aceite térmico de 140°C
- 4.3.3.5 Comparación entre los resultados de Da-Wen Sun contra los del programa de simulación del generador de película descendente con una salida de refrigerante diferente de 100% y un flujo fijo de entrada de aceite térmico de 0.8405 kg/s

Nomenclatura

A	área de la sección transversal [m ²]
ap	absorbedor de pulsos
A _t	área de transferencia de calor
\bar{B}	fuerzas máxicas por unidad de área (normalmente se considera B=g) [m/s ²]
C _p	calor específico a presión constante [kJ/kg K]
D	diámetro nominal [m]
e	energía específica (h + v ² /2 + gzsin) [kJ/kg]
f	factor de fricción
\vec{F}_{sup}	vector resultante de las fuerzas superficiales aplicadas sobre las superficies exteriores del VC [N/m]
g	gravedad [m/s ²]
h	entalpía [kJ/kg]
L	longitud [m]
L _c	longitud característica [m] (L _c = $\sqrt[3]{v^2/g}$)
ny	número de tubo
m	masa [kg]
\dot{m}	flujo máxico [kg/s]
nz	número de VC por tubo para la simulación
N	número de fila en orden descendente que ocupa el tubo en la columna
Nu	número de Nusselt
p	presión [bar]
P	perímetro [m]
Pr	número de Prandtl [adimensional]
q	flujo de calor por unidad de área [kW/m ²]
\dot{Q}	flujo de calor [kW]
R	resistencia [Ω]
RF	relación de flujo
Re	número de Reynolds [adimensional]
Re _f	número de Reynolds de película (Re _f = 4 Γ) [adimensional]
S	generación interna [kW/m ²]
t	tiempo [s]
T	temperatura [°C]
\vec{T}	tensor de tensiones [N/m ²]
u	energía interna específica [kJ/kg]
v	velocidad [m/s]
va	válvula de alivio
V	volumen [m ³]
VC	volumen de control
V _x	número de válvula en el sistema
W _s	trabajo de flecha [kW]
X	concentración [%]

Símbolos griegos

	coeficiente de transferencia de calor por convección [kW/m ² K]
Δ	precisión para la convergencia
Δz	tamaño de la discretización espacial ó del volumen de control [m]

- rugosidad absoluta [m]
- eficiencia
- conductividad térmica [kW /m K]
- viscosidad dinámica [Pa s]
- ángulo [radianes]
- tensión cortante [N/m^2]
- Γ tasa de flujo de la solución por unidad de longitud por un solo lado del tubo [kg/m s] ($\Gamma = \dot{m} / (2 L_{\text{tubo}})$)
- densidad [kg/m^3]
- viscosidad cinemática del fluido [m^2/s]

Subíndices

- AT aceite térmico
- AB absorbedor
- amb ambiente
- CO condensador
- EV evaporador
- ex intercambiador de calor
- f* fluido
- fg transición líquido gas
- GE generador
- i entrada del volumen de control
- i+1 salida del volumen de control
- in entrada
- l* líquido
- NH₃ amoníaco
- oil aceite
- out salida
- sat saturación
- sc superficie de control
- sol solución
- sup superficie
- w, e, s, n cara este, este, sur y norte del VC
- wall pared
- z coordenada axial

Superíndices

- * iteración previa
- ° instante anterior
- promedio aritmético de entrada y salida $\tilde{} = (x_{in} + x_{out}) / 2$
- promedio aritmético sobre un volumen de control $\bar{} = (x_i + x_{i+1}) / 2$

Artículos producidos

En revistas con arbitraje

Numerical Simulation And Experimental Results Of Horizontal Tube Falling Film Generator Working In A $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ Absorption Refrigeration System, J.V. Herrera, O. García-Valladares, V.H. Gómez, R. Best. *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010), pp. 1751-1763

En congresos internacionales

“Development of a Small Capacity Ammonia-Lithium Nitrate Absorption Refrigeration System”, J.V. Herrera, O. García-Valladares, R. Best, V.H. Gómez, S.U. Llamas, R. Cuevas. 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, October 18-19, 2007, Tarragona, Spain.

“Experimental Evaluation of Heat Transfer in a Horizontal Tube Falling Film Generator of a $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ Absorption Cooling System”, J.V. Herrera, O. García-Valladares, R. Best, V.H. Gómez, S.U. Llamas, R. Cuevas. 3rd International Conference Solar Air-Conditioning, September 30th-October 2nd, 2009, Palermo, Sicily, Italy.

En congresos nacionales

“Estudio de la transferencia de calor en un generador de película descendente en tubos horizontales”, J.V. Herrera, O. García-Valladares, *V congreso de estudiantes del CIE-UNAM*, mayo, 2008, Temixco, Morelos, Mexico.

Resumen

La presente tesis presenta un panorama general de la problemática energética internacional que se tiene hoy en día, lo que da una justificación y una motivación para la realización del trabajo que se llevó a cabo, planteando el uso de sistemas de refrigeración por absorción, como una posible solución a la creciente demanda de energía por aires acondicionados y presentando algunos aspectos relevantes de la energía, como la problemática energética mundial. También se describen las generalidades del ciclo de refrigeración por absorción, dando una introducción de los componentes que lo conforman.

se realiza una explicación detallada del diseño que se propone como prototipo, de un equipo que trabaja con la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, así como la construcción del sistema de refrigeración por absorción para caracterizar y evaluar un generador de película descendente en tubos horizontales, contemplando instrumentación y monitoreo de datos. Se describe el modo de cómo se carga la solución al equipo. Además se presentan los resultados de las pruebas que se realizaron

La metodología que se llevó a cabo para modelar el generador de película descendente, con base en dividir el generador de película descendente en tres elementos que son modelados y resueltos en subrutinas diferentes, para ser posteriormente acopladas en una subrutina general. Aunado se hace un estudio del modelo con dos mezclas diferentes de trabajo para un modelo global del ciclo, se presenta una evaluación numérica del generador de película descendente en tubos horizontales, con lo cual, se obtienen resultados de la transferencia de calor, a partir de los datos experimentales de entrada en este equipo. Estos resultados numéricos se comparan contra los datos experimentales, con la finalidad de validar con datos experimentales el modelo numérico del generador de película descendente con tubos horizontales.

Se muestran también, la forma de preparar la solución y las correlaciones utilizadas para calcular las propiedades termofísicas de los diferentes fluidos de trabajo utilizados en la simulación del generador de película descendente en tubos horizontales.

Abstract

This paper describes the work made at the Centro de Investigación en Energía in the development of an absorption refrigeration system for cooling and refrigeration applications with a capacity of 10 kW. The single effect unit utilizes ammonia-lithium nitrate as working pair and it is air cooled. The generator is a falling film type with horizontal tubes where the heating oil flows inside the tube bank and the ammonia-lithium nitrate solution flows as a falling film on the tube outside, where it is heated and ammonia vapor is generated. The generator consists of three columns and four rows per column of horizontal tubes. The system was tested at controlled conditions with heating oil obtained from an electric resistance heating loop. A numerical model of the horizontal falling film generator was developed that divided the system into three different thermal elements: the flow inside the tube, the heat conduction in the tube wall and the falling film solution flow. The mathematical model was tested and validated with experimental data and a study of the influence of the heat transfer coefficient for ammonia-lithium nitrate solution in the numerical model was carried out. A comparison between experimental and numerical data for the heat flux in the system and the temperature profiles in the oil and solution flows shown a good degree of correlation.

Experimental tests of small capacity (5-10 kW) absorption cooling systems (ACS) with $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ solutions were performed to investigate the heat transfer process in the horizontal tubes falling film generator (FF-GEN). The FF-GEN was evaluated under different heat flux conditions controlled by a heating oil loop. In this work a special emphasis is given to the influence of different inlet parameters (temperature, pressure, mass flow rate and concentration) in the thermal and fluid dynamic behaviour of FF-GEN. The experimental results obtained are analyzed in order to know the FF-GEN performance under different working conditions.

INTRODUCCIÓN

La aplicación de sistemas de absorción para la producción frigorífica será competitiva e interesante siempre que exista la posibilidad de utilizar energías térmicas de desecho, gratuitas, o de muy bajo costo, procedentes de energías renovables, de procesos industriales o de sistemas de cogeneración.

Para que los equipos de absorción puedan ser utilizados en aplicaciones para refrigeración y climatización se dispone de fuentes alternativas de energía, principalmente de energías no convencionales como la geotérmica, la biomasa y la solar térmica, que pueden ser empleadas como fuente de aporte energético a los sistemas de absorción de simple efecto, con valores de temperatura de fluido térmico comprendidos entre 80 y 130°C, pero con la ventaja que supone la independencia de fuentes convencionales de energía y, sobre todo, el ahorro de combustibles fósiles y la reducción del impacto ambiental que su uso lleva conjuntamente.

1.1 Descripción de la problemática

Desde el comienzo del siglo pasado, la temperatura global promedio ha aumentado, el consumo de energía en los edificios se ha incrementado en los últimos años con el desarrollo de la economía mundial, la energía consumida por los edificios representa el 30% de la energía total utilizada. Así, la energía solar integrada con los edificios ha sido pensada para ser un medio eficaz para reducir el consumo energético del edificio. La energía solar puede proporcionar calefacción, refrigeración, agua caliente e incluso la electricidad y la iluminación de los edificios [Wang *et al.*,2009].

Habiendo comprendido la gravedad de la situación, la comunidad internacional decidió tomar iniciativas para detener el proceso. Uno de esos esfuerzos es el Protocolo de Kyoto, un acuerdo jurídicamente vinculante, en virtud del cual los países industrializados reducirán sus emisiones colectivas de gases de efecto invernadero, en un 5.2% en comparación con el año 1990. Especialmente en cuanto a la reducción de emisiones de dióxido de carbono (CO₂), siendo un subproducto inevitable de las actividades industriales, así que las industrias deben mejorar las instalaciones y procesos para alcanzar los objetivos.

La industria de la refrigeración es una de las más afectadas por el efecto del Protocolo. En los países industrializados, la industria de la refrigeración y aire acondicionado constituye uno de los mayores grupos de fabricación industrial, y pese a las diferencias significativas en el consumo per cápita, hay una creciente tendencia hacia un mayor consumo de estos productos debido al cambio climático, con el consiguiente aumento en los impactos ambientales y un impacto significativo son las emisiones de gases de efecto invernadero. Las fuentes de emisiones de gases de efecto invernadero de este tipo de industria, incluyen las emisiones de CO₂ por quema ó combustión de combustibles fósiles, de la energía

utilizada en los procesos de fabricación y las emisiones de refrigerantes de los equipos de refrigeración y aire acondicionado.

La mayor parte de los procesos industriales utiliza una gran cantidad de energía térmica por la quema de combustibles fósiles para producir vapor o calor para este fin. Después del proceso, el calor se cede a los alrededores como residuo. Este calor residual se puede convertir en frío útil mediante un sistema de refrigeración operado por el calor, tal como un ciclo de refrigeración por absorción. Con ello, se puede reducir la electricidad comprada a empresas de servicios públicos para los ciclos convencionales de refrigeración por compresión de vapor. El uso de sistemas de refrigeración operando con calor puede ayudar a reducir los problemas relacionados con el medio ambiente, como el efecto invernadero, reduciendo así las emisiones de CO₂ procedentes de la combustión de combustibles fósiles en centrales eléctricas de servicios públicos [Srikhirin *et al.*, 2001].

Desde la aparición de los refrigerantes clorofluorocarbonos (CFC) y los hidroclorofluorocarbonos (HCFC) en la década de 1930, el ciclo convencional de refrigeración por compresión de vapor ha tenido el dominio sobre las tecnologías alternativas de refrigeración. La mayoría de los sistemas de compresión de vapor solían usar refrigerantes clorofluorocarbonos (CFCs), debido a sus propiedades termofísicas. Es a través del uso restringido de CFCs (debido al agotamiento de la capa de ozono) que los sistemas de absorción adquieren más importancia. Sin embargo, aunque los sistemas de absorción parecen ofrecer muchas ventajas, los sistemas de compresión de vapor aún dominan todos los sectores del mercado.

En la década de 1970, la refrigeración solar recobró gran interés cuando el mundo sufrió la crisis del petróleo, que había sido iniciada por miembros de la Organización de Países Exportadores de Petróleo (OPEP). Hubo muchos proyectos para el desarrollo o la demostración de las tecnologías de refrigeración solar, y siguió siendo un tema importante en la década de 1980 [Lamp y Ziegler, 1998]. En esa década, el aumento de la conciencia ambiental y la comprensión de los efectos de las emisiones de CFCs en la capa de ozono, llevaron a los acuerdos internacionales que condujeron a la prohibición de los CFCs y el establecimiento de plazos para la eliminación de los HCFCs. A pesar de que los nuevos refrigerantes, es decir, los hidrofluorocarbonos (HFC), se han desarrollado con un menor potencial de agotamiento del ozono, este tipo de refrigerantes siempre tienen un alto potencial de calentamiento global (índice GWP, por sus siglas en inglés: Global Warming Potential) y contribuyen de manera significativa a las emisiones de gases de efecto invernadero, tanto directamente a través de las fugas de refrigerante y de forma indirecta a través de las emisiones de las centrales que los manejan. Las preocupaciones más recientes acerca del impacto de las fugas de refrigerante en el calentamiento global, han llevado a la introducción de las regulaciones F-gass de la Unión Europea que están diseñados para contener y prevenir las emisiones de gases fluorados. [Regulation (EC) No. 842/2006 of the European Parliament of the Council. Mayo 1986].

Desde el temprano desarrollo de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, el amoníaco se ha utilizado ampliamente en la producción de frío debido a su bajo costo y alta eficiencia. Con la eliminación de los HFCs y el deseo de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero de los sistemas de refrigeración, se ha impulsado el desarrollo y

aplicación de diseños de sistemas alternativos que utilizan refrigerantes naturales, entre ellos el amoníaco [Tassou *et al.*, 2010].

Aunque el ciclo de compresión de vapor es el más utilizado en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, pero teniendo en cuenta que la demanda de refrigeración aumenta con la intensidad de radiación solar, además del aumento del costo de la electricidad y la presión para reducir los impactos ambientales, se ha renovado el interés en las tecnologías impulsadas térmicamente, en unión con el desarrollo de tecnologías nuevas e innovadoras que pueden ofrecer economía y ventajas medioambientales mediante ciclos de refrigeración o aire acondicionado no convencionales ó que usen energías alternativas.

Con base en lo anterior, una variedad de tecnologías de refrigeración solar se han desarrollado. La reducción en el uso de refrigerantes sintéticos y en la producción de CO₂, es una nueva oportunidad para los sistemas de refrigeración por absorción, por lo cual, este tipo de sistemas de refrigeración trabajando con energía solar ha sido considerado como una solución técnicamente viable al problema [Kim e Infante-Ferreira, 2008].

1.2 Antecedentes

La Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM), realiza investigación aplicada y desarrollo tecnológico en el área de refrigeración y bombas de calor. Desarrolla y construye sistemas avanzados de refrigeración, bombas de calor y transformadores térmicos por absorción que operan con fuentes de energía renovables, como la energía solar, la geotermia o el calor de desecho industrial. Con la finalidad de obtener unidades más eficientes que puedan cubrir las necesidades de aire acondicionado y refrigeración [www.cie.unam.mx/], en los últimos años, el CIE-UNAM a desarrollado un sistema básico de absorción de una etapa para producir 100 kg de hielo [Best y Hernández, 1991], además de un ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX (de las siglas en inglés, intercambiador de calor entre el generador y el absorbedor), con capacidad de 10.5 kW de enfriamiento [Velázquez y Best, 2002]. Igualmente se han simulado y caracterizado térmicamente equipos de transferencia de calor, como evaporadores y condensadores [Gómez, 2002, García-Valladares *et al.*, 2003], y conjuntamente se construyó un equipo de prueba, para evaluar experimentalmente estos equipos, con el objetivo de tener una disminución en el área total de transferencia de calor, obteniendo equipos más ligeros y eficientes. Adicionalmente, Llamas en el 2004 sentó las bases de diseño para un prototipo de refrigeración por absorción de una etapa, que trabaja con la solución amoniaco-nitrato de litio (NH₃-LiNO₃), el cual se construyó durante el desarrollo de este trabajo.

1.3 Justificación y motivación

Las unidades de refrigeración por absorción se caracterizan por ser de gran tamaño y requerir de fuentes térmicas constantes para su correcta operación, siendo éstas, serias desventajas al ser comparados con un sistema de compresión mecánica. Por tal razón surge

la necesidad de explorar tecnologías de intercambio de calor que nos permitan diseñar y construir unidades más compactas, con mayor eficiencia, flexibles y de bajo costo.

En los últimos años se han desarrollado nuevas tecnologías en intercambiadores de calor, dentro de las cuales se encuentra la utilización de generadores de película descendente en tubos horizontales, con lo cual se obtienen unidades más eficientes y compactas, brindando la posibilidad de abatir considerablemente los costos de fabricación, operación y mantenimiento.

La importancia de simular teóricamente a los intercambiadores de calor radica en que podemos encontrar las condiciones óptimas para el diseño de equipos, sin necesidad de construir una gran cantidad de prototipos, que además de ser costosos, implican una gran cantidad de tiempo en su construcción y evaluación experimental.

El programa de simulación que se desarrolla en este trabajo incluye el estudio de las condiciones de operación del generador, empleando fluidos de trabajo como el amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) y amoníaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$), que no dañan el ambiente. Cabe resaltar que muchos de los estudios analíticos y experimentales sobre evaporación de película descendente para sistemas de refrigeración son basados en la solución de agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$); en la literatura hay pocos datos para las soluciones $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

El NH_3 es un fluido de trabajo natural, tiene un alto calor latente de cambio de fase y combinado con el LiNO_3 es una mezcla de trabajo prometedora para sistemas de refrigeración por absorción utilizando energía solar como fuente principal de calor [Infante-Ferreira, 1984, Libotean *et al.*, 2007, Libotean *et al.*, 2008]. Por otro lado, el coeficiente global de transferencia de calor para el generador, depende de las propiedades termodinámicas y físicas de la mezcla, principalmente de la cantidad de fluido que se este alimentando en la película y de la temperatura a la cual entra la solución en el generador.

Con la intención de mejorar la eficiencia de los intercambiadores de calor, y consecuentemente el consumo de energía, se requieren de métodos más precisos para predecir el comportamiento termodinámico de los fluidos que se utilizan en los intercambiadores de calor. La complejidad inherente del diseño de intercambiadores de calor es muy limitada sin asumir simplificaciones rigurosas. Los métodos numéricos permiten a las ecuaciones gobernantes ser resueltas con menores restricciones para el diseño de intercambiadores de calor.

Por lo anterior, surge la posibilidad de desarrollar tecnologías de intercambiadores de calor más eficientes, lo cual a la vez ayudarían a mejorar la eficiencia en los sistemas de absorción. Como resultado se pretende evaluar experimentalmente un equipo para validar los modelos teóricos, y realizar la integración de estos equipos en unidades de refrigeración por absorción para acondicionamiento de espacios o para producción de hielo.

1.4 Objetivos

1.4.1 *Objetivo general*

Simular numéricamente y validar experimentalmente el comportamiento térmico y la dinámica de fluidos de un generador de película descendente en tubos horizontales, y su acoplamiento a un sistema de refrigeración por absorción que utiliza la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

1.4.2 *Objetivos específicos*

El objetivo general se puede alcanzar si se cumplen los siguientes objetivos específicos:

- Armado de un sistema de refrigeración por absorción de una etapa que contenga un generador de película descendente con tubos horizontales, de tal modo que permita evaluar el funcionamiento del generador, con el análisis de la transferencia de calor y masa que determina el comportamiento térmico e hidráulico de los generadores de película descendente en tubos horizontales para sistemas de refrigeración por absorción
- Acoplar la instrumentación necesaria y el subsistema de calentamiento para operarlo con aceite térmico a diferentes condiciones controladas de operación.
- Realizar pruebas experimentales con el sistema de refrigeración por absorción para tener resultados acerca del funcionamiento del generador bajo condiciones de trabajo reales.
- Formular el modelo matemático para realizar la simulación numérica (de manera teórica) para el generador de película descendente en tubos horizontales
- Estudiar las variables térmicas y de la dinámica del fluido para el generador de película descendente en tubos horizontales, utilizando las mezclas $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluidos de trabajo, para predecir su funcionamiento, de tal forma que permita su optimización y la mayor comprensión del fenómeno de transferencia de masa y calor dentro del mismo.
- Evaluar con datos experimentales el modelo de transferencia de calor del generador de película descendente en tubos horizontales, utilizando la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ como fluido de trabajo para el sistema de refrigeración, teniendo condiciones de entrada controladas al generador (flujo másico y temperatura).
- Validar con datos experimentales el modelo de transferencia de calor del generador de película descendente en tubos horizontales.

1.5 Descripción del proyecto

Este trabajo se divide fundamentalmente en tres partes:

En la primera parte se describe el modelo matemático del generador de película descendente en tubos horizontales, el cual, con ayuda de las propiedades termodinámicas de los flujos (solución y del fluido térmico), se desarrolla a través de dividir el generador en tres diferentes zonas. Para que el modelo de transferencia de calor dentro del generador se lleve a cabo, se propone una metodología general de manera estructurada que permita obtener los parámetros de salida a partir de conocer los datos de entrada del equipo.

En una segunda parte se describe la construcción y el acondicionamiento del dispositivo experimental para las pruebas del sistema de refrigeración por absorción, que opera con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. En este dispositivo se pretende tener instalado el generador de película descendente en tubos horizontales para su evaluación experimental.

Mediante una serie de pruebas experimentales se obtendrá la información necesaria para conocer el comportamiento global del sistema de refrigeración por absorción, y de esta manera se puede utilizar los datos de entrada y salida del generador, como datos experimentales para validar el modelo numérico bajo condiciones reales de operación controladas.

En la tercera fase de este trabajo, se presenta la simulación del generador mediante el modelo numérico desarrollado y con ayuda de los valores de entrada al generador de las pruebas experimentales, se obtendrán los resultados numéricos a la salida del generador y se podrá comparar los resultados numéricos a la salida contra los resultados experimentales, además de conocer el comportamiento térmico del generador con base en los datos experimentales.

Este trabajo de tesis consta de seis capítulos, que están estructurados de la siguiente forma:

En el capítulo 1 de este trabajo, se presenta un panorama general de la problemática energética internacional que se tiene hoy en día, lo que da una justificación y una motivación para la realización del trabajo que se llevó a cabo, junto con los objetivos, el alcance y la descripción del proyecto.

Para el capítulo 2, se realiza una revisión bibliográfica, donde se presentan algunos aspectos relevantes de la energía, como la problemática energética mundial y la creciente demanda de energía por aires acondicionados. También se describen las generalidades del ciclo de refrigeración por absorción, dando una introducción de los componentes que lo conforman.

En el capítulo 3, se da una explicación detallada del diseño que se propone como prototipo, de un equipo que trabaja con la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, así como la construcción del sistema de refrigeración por absorción para caracterizar y evaluar el generador de película descendente en tubos horizontales, contemplando instrumentación y monitoreo de datos. Se describe el modo de cómo se carga la solución al equipo. Además se presentan las pruebas preliminares que se realizaron.

En el capítulo 4, se describe la metodología que se llevó a cabo para modelar el generador de película descendente, con base en dividir el generador de película descendente en tres elementos que son modelados y resueltos en subrutinas diferentes, para ser posteriormente acopladas en una subrutina general. Aunado se hace un estudio del modelo con dos mezclas diferentes de trabajo para un modelo global del ciclo.

En el capítulo 5, se presenta una evaluación numérica del generador de película descendente en tubos horizontales, con lo cual, obtienen resultados de la transferencia de calor, a partir de los datos experimentales de entrada en este equipo. Estos resultados

numéricos se comparan contra los datos experimentales, con la finalidad de validar experimentalmente el funcionamiento del generador.

En el capítulo 6, se presentan las conclusiones del trabajo resaltando los resultados teóricos y experimentales más relevantes y se plantean algunos trabajos futuros.

Por último, se muestran los apéndices al final de la tesis, los apéndices muestran la forma de preparar la solución y las correlaciones utilizadas para calcular las propiedades termofísicas de los diferentes fluidos de trabajo utilizados en la simulación del generador de película descendente en tubos horizontales.

Referencias

- Best R y Hernández J. Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling. *Trans. Chemical Engineering*. 69, **1991**, 153-160.
- Climate Change 2001. The Scientific Basis. Third Assessment Report, UN Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, ISBN 0521 01495 6, **2001**.
- García-Valladares O, Chan González J, Hernández JI. The evaluation of a small capacity shell and tube ammonia evaporator. *Appl. Therm. Eng.* 23, **2003**, 2151-2167.
- Gómez VH. Modelado, simulación y diseño de dos intercambiadores de calor con cambio de fase, empleando superficies extendidas. Tesis de maestría, Facultad de ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México. **2002**.
- Infante Ferreira, CA. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions, *Solar Energy*, 32 (2), **1984**, 231-236.
- Kim DS e Infante-Ferreira CA,. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *Int. J. of Refrig* 31, **2008**, 3–15.
- Lamp P. y Ziegler F. European research on solar-assisted air conditioning. *Int. J. of Refrig* 21, **1998**, 89–99.
- Libotean S, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Vapour-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15 K), *J. Chem. Eng. Data*. 52 (3), **2007**, 1050-1055.
- Libotean S, Martín A, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Densities, viscosities and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 to 353.15 K), *J. Chem. Eng. Data*. 53 (10), **2008**, 2383-2388.
- Llamas SU. Desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción utilizando energía alterna. Tesis de licenciatura, Facultad de ciencias químicas e ingeniería, Universidad Autónoma del Estado de Morelos. **2004**
- Srikihirin P, Aphornratana S, Chungpaibulpatana S. A review of absorption refrigeration Technologies. *Renew. and Sust. Energ. Rev.* 5, **2001**, 343–372

- Regulation (EC) No. 842/2006 of the European Parliament of the Council, May **1986**, http://www.fluorocarbons.org/documents/library/Legislation/JO_L161_1_842_2006_Regulation.pdf>.
- Tassou SA, Lewis JS, Ge YT, Hadaway A, Chaer I. A review of emerging technologies for food refrigeration applications. Appl. Therm. Eng. 30, **2010**, 263-276
- Velázquez NL y Best R. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. Appl. Therm. Eng. 22, **2002**, 1089-1103.
- Wang RZ, Ge TS, Chen CJ, Ma Q, Xiong ZQ. Solar sorption cooling systems for residential applications: Options and guidelines. Int. J. Refrig. 32, **2009**, 638-660
- www.cie.unam.mx, Dic 2009, Departamento de sistemas energéticos, coordinación refrigeración y bombas de calor.

GENERALIDADES Y ANÁLISIS DEL CICLO

2.1 Aspectos relevantes de la energía

2.1.1 Problemática energética mundial

Los picos en la demanda de electricidad ocurren con más frecuencia durante el período de verano, debido a la creciente utilización de métodos convencionales de refrigeración y aire acondicionado. Las razones de esta situación se encuentran en una mayor expectativa de confort térmico, en los costos iniciales más bajos para los equipos de aire acondicionado y en el efecto isla de calor en las zonas urbanas, lo que conduce a cambios micro-climáticos [Papadopoulos *et al.*, 2003]. Por otra parte, la coincidencia de la demanda pico de electricidad y la máxima demanda de las cargas de enfriamiento, indica que la introducción de tecnologías de refrigeración solar puede ser una opción interesante para manejar con éxito la cuestión de la reducción de la demanda pico de electricidad, por el uso del aire acondicionado. Además, el mercado solar térmico ha ganado impulso en Europa desde mediados de la década de 1990, dando lugar a la propagación de los sistemas de calentamiento de agua de baja y mediana temperatura, que puede ser implementado para fines de refrigeración solar.

La refrigeración asistida por energía solar parece ser una alternativa prometedora para competir contra las unidades convencionales de aires acondicionados manejados con electricidad, desde el punto de vista medioambiental, ya que las emisiones de CO₂ disminuyen y en el caso de las tecnologías de refrigeración solar, en la eliminación de los CFCs y HCFCs. Esto último se ha convertido en un objetivo importante de la política de la Unión Europea, y se espera que influyan en la evolución del sector del acondicionamiento de espacios de manera significativa a nivel mundial.

2.1.2 La creciente demanda de aire acondicionado en el sector residencial

El consumo final de energía en los edificios en la Unión Europea (UE) alcanza aproximadamente 385.6 Mtep (equivalente en millones de toneladas de petróleo, por sus siglas en inglés), lo que representa alrededor del 40% del consumo total de energía. Este consumo de energía significa que el sector residencial es responsable de aproximadamente el 20% de las emisiones totales de CO₂. Aunque en muchos países el consumo de energía primaria de los edificios se está reduciendo, a causa de las medidas de ahorro de energía adoptadas, esto se refiere principalmente a las cargas de refrigeración y calefacción. En Europa, principalmente en el sur, el consumo de energía primaria sigue aumentando, debido a la propagación de aparatos convencionales de aire acondicionado. Esta demanda creciente está siendo reforzada por el efecto isla de calor urbano, que resulta en temperaturas más altas del aire en las ciudades densamente pobladas, el aumento de la demanda de aire acondicionado de edificios comerciales y residenciales, y en consecuencia, el aumento del consumo de energía primaria [Papadopoulos *et al.*, 2003].

Estudios en el sur de Europa, especialmente en Grecia, demuestra que para un edificio representativo de la zona centro de Atenas, la carga de refrigeración casi se duplica debido

al efecto isla de calor urbano para una temperatura interior de 26 °C. El pico de consumo de electricidad puede incluso triplicarse si se alcanza una temperatura interior de 19 °C. Al mismo tiempo, el valor del Coeficiente de Operación (COP) de las unidades de aire acondicionado se reduce hasta en un 25%, debido a una mayor temperatura del aire ambiente y de superficie [Santamouris *et al.*, 2001]. El uso extendido de aires acondicionados, principalmente de los dispositivos tipo split, aumenta el fenómeno efecto de “calle cañón”, un factor importante en el desarrollo de la isla de calor en zonas urbanas densamente pobladas. A medida que las unidades de aire acondicionado suelen ser suspendidas en las fachadas de los edificios, que constituyen los puntos de emisión de calor rechazado. El calor de rechazó aumenta, en un nivel de micro escala. Con esto, el efecto de “calle cañón” aumenta aún más la demanda de refrigeración de los edificios y al mismo tiempo reduce aún más el COP de los aires acondicionados, creando así un círculo vicioso en términos de refrigeración y demanda de electricidad [Papadopoulos *et al.*, 2003].

Como resultado de estos acontecimientos, las ventas de aires acondicionados, por ejemplo, de unidades splits, aumenta dramáticamente. La capacidad instalada total en Grecia de aires acondicionados tipo split se estima en más de 3500 MW, mientras que aproximadamente 200 MW son instalados cada año, considerando sólo estadísticas de los últimos cinco años. El perfil de desarrollo en varios países cercanos al Ecuador está en concordancia con el ejemplo griego, la proliferación de aires acondicionados en estos países se multiplicará en los próximos años, añadiendo más cargas al sistema de electricidad y produciendo más emisiones de CO₂.

2.1.3 El impacto de las cargas de aire acondicionado en la demanda pico de electricidad
El aumento en la demanda de electricidad en los meses de verano es un elemento dominante. La capacidad adicional necesaria para cubrir los picos se puede obtener, ya sea por instalaciones de generación costosas con un bajo factor de utilización, como plantas de turbina de gas, o por la importación de electricidad de países vecinos. Por otra parte, en los últimos años las compañías de electricidad se enfrentaron varias veces a situaciones excluidas en los días calurosos de verano, debido a las redes de distribución sobrecargadas. Es evidente que dichos picos ocurren sólo durante unas pocas semanas al año y no pueden ser cubiertos a un costo razonable si uno trata de aplicar un sistema de precios racional, como las inversiones necesarias en infraestructuras que no pueden justificarse. Así, nuevas plantas de generación de energía deben ser construidas cerca del lugar de consumo, por ejemplo, en las grandes zonas urbanas, para hacer frente a los picos de carga de verano sin que ello afecte a la demanda, con un costo económico y ambiental. El ejemplo de California en 2000, demuestra que hay límites claros para el incremento del consumo que puede ser cubierto en un mercado de energía [Faruqui *et al.*, 2001].

2.2 Problemática ambiental: la cuestión de los refrigerantes convencionales

Antes del Protocolo de Montreal, adoptado en 1987, el mercado de refrigeración y aire acondicionado estaba dominado por la utilización de refrigerantes CFCs y HCFCs. Sólo en las aplicaciones específicas del sector industrial era evidente el uso de otros refrigerantes. La popularidad de los CFCs se basa en tres importantes propiedades que presentan: cero

inflamabilidad; baja toxicidad; buena compatibilidad con los materiales de los componentes de los sistemas.

Estas propiedades hacen que sea relativamente fácil diseñar sistemas de refrigeración seguros, que pueden ser utilizados en lugares donde los miembros del público en general puedan estar en las cercanías de una planta de refrigeración.

El reglamento de la Comisión Europea sobre sustancias que agotan la capa de ozono (Reglamento 2037/2000), se puso en marcha el 1 de octubre de 2000. Este reglamento trata todo el espectro de control y calendario de eliminación de las sustancias que agotan el ozono. Sobre todo las fechas clave de salida para CFCs y HCFCs a partir de octubre de 2000.

Teniendo en cuenta que una amenaza para la capa de ozono, por parte de los CFCs y HCFCs, se produce sólo cuando estas sustancias se liberan a la atmósfera, el reglamento de la UE incluye medidas específicas dirigidas a reducir al mínimo las emisiones de CFC y HCFC. Éstas se centran en los siguientes puntos:

- Todas las medidas de prevención posibles deben ser tomadas para prevenir y minimizar las fugas.
- Todos los equipos fijos que contengan más de 3 kg de refrigerante CFC o HCFC debe ser vigilados anualmente para evitar fugas.
- A partir del 1 de enero 2001 los CFC no recuperados pueden ser reutilizados y deben ser destruidos. Los CFC recuperados no puede ser reutilizado después de 2015.
- Todos los Estados miembros deben establecer planes que requieren niveles mínimos de calificación para todos los servicios y el personal de mantenimiento, a finales de 2001.

Estos nuevos requisitos inevitablemente aumentarán el costo de los sistemas de refrigeración utilizando HCFCs, por lo tanto, forzará la penetración de cualquiera de los refrigerantes alternativos o tecnologías de refrigeración alternativas. Existen nuevos refrigerantes en el mercado que se han desarrollado específicamente para abordar la eliminación de los CFCs y HCFCs. Sin embargo, hasta ahora, sólo cinco importantes opciones globales de refrigerantes siguen permaneciendo para el ciclo de compresión de vapor:

Hidrofluorocarbonos (HFC, HFC- mezcla con número de designación 400 y 500);

Amoníaco (R-717);

Hidrocarburos y sus mezclas (HCs, por ejemplo, HC-290, HC-600, HC-600a, etc.);

Bióxido de carbono (CO₂, R-744);

Agua (R-718).

Ninguno de estos refrigerantes es perfecto. Por ejemplo, los HFCs tienen relativamente alto potencial de calentamiento global (GWP), el amoníaco es tóxico a altas concentraciones, y tanto el amoníaco y los hidrocarburos son inflamables. El interés por el amoníaco y los hidrocarburos es estimulado, al menos en parte, por el hecho de que los HFCs son gases de efecto invernadero que serán, según el Protocolo de Kyoto, sometido a medidas de control. Sin embargo, los aspectos de seguridad también implican estrictos controles de emisión de amoníaco y de hidrocarburos. Aunque estos aspectos no están cubiertos por el Protocolo de

Montreal, no obstante, forman parte de los criterios de la “aceptabilidad ambiental”. El diseño del equipo adecuado, el mantenimiento y uso puede ayudar a reducir estos problemas, aunque a costa de una mayor inversión de capital o eficiencia energética menor. Todos estos aspectos transforman las estrategias de futuro en la selección de las tecnologías de refrigeración en un procedimiento de optimización delicado, por lo menos a medio y largo plazo.

Hasta ahora, la legislación existente sobre sustancias que agotan la capa de ozono ha puesto una presión creciente sobre los usuarios finales de CFCs y HCFCs, para comenzar a utilizar los fluidos y tecnologías alternativos. El resultado ha sido la ampliación del uso de los HFCs, que son muy atractivos para aplicaciones de refrigeración. Antes de 1990 había muy poco uso de los HFCs en el mundo. Sin embargo, desde 1990 ha habido un crecimiento significativo en el mercado de los HFCs, ya que como se mencionó anteriormente, ofrecen alternativas eficaces a los CFC y HCFC. Las propiedades favorables de cero inflamabilidad y toxicidad baja representada por la mayoría de los HFC, los convierten en una alternativa popular, tanto en los sistemas existentes y nuevos. Además, tienen cero potencial de agotamiento del ozono (ODP). A pesar del hecho de que todos los HFCs puros y la mayoría de las mezclas de HFCs requieren de los aceites lubricantes sintéticos, el uso de HFCs en sustitución de los CFCs o HCFCs en las instalaciones de refrigeración es actualmente la opción con el menor costo para muchos usuarios.

Por otra parte, mientras que tengan cero ODP, los HFCs tienen un significativo GWP. Esto es típicamente en el rango de 1000-3000 veces el potencial de calentamiento atmosférico de CO₂. En la reunión de Kyoto de 1997, los HFCs se han incluido como uno de los seis gases de efecto invernadero en ser blanco de la reducción de emisiones. Es de gran interés señalar que en 1995, el mercado de la refrigeración y aire acondicionado era responsable de las emisiones de HFCs de 4.3 millones de toneladas de CO₂ equivalente, cifra que corresponde aproximadamente al 11% del total de las emisiones de HFCs. Esta cifra se espera que aumente a 28.2 millones de toneladas de equivalentes de CO₂ en el año 2010 que equivale a aproximadamente el 43% de las emisiones de HFCs total [March Consulting Group, 1998].

2.3 Ciclo de refrigeración por absorción

El ciclo de refrigeración por absorción es un proceso, mediante el cual el efecto de refrigeración se produce a través de la utilización de un refrigerante, un absorbente y cierta cantidad de calor de entrada, en lugar de la alimentación eléctrica como en el ciclo de compresión de vapor comúnmente usado. Tanto los ciclos de compresión de vapor y los ciclos de refrigeración por absorción logran la eliminación de calor a través de la evaporación de un refrigerante a baja presión y el rechazo de calor a través de la condensación del refrigerante a una presión mayor. El método de creación de la diferencia de presión y circulación del refrigerante es la principal diferencia entre los dos ciclos. El ciclo de compresión de vapor emplea un compresor mecánico para crear las diferencias de presión necesarias para hacer circular el refrigerante. En el sistema de absorción, un fluido secundario o absorbente se utiliza para hacer circular el refrigerante. La absorción parece ser una buena perspectiva para la aplicación de la energía solar, debido a los requerimientos de temperatura para este tipo de ciclos (principalmente los ciclos de absorción de una

etapa), que caen en el rango de baja a mediana temperatura (70 a 130°C), con lo cual existe un significativo ahorro de energía eléctrica, con su respectivo impacto en las emisiones de gases de efecto invernadero.

Los sistemas de refrigeración por absorción potencialmente ofrecen un modelo de tecnología limpia y sustentable. El enfriamiento solar puede ser definido como un sistema termodinámico accionado por energía solar usada para enfriamiento de un espacio, el sistema de refrigeración por absorción puede recibir toda o parte de la energía necesaria de fuentes solares.

Lo que es evidente, es que siempre que exista la posibilidad de utilizar energías térmicas de desecho, gratuitas o de muy bajo costo, procedentes de energías renovables o de fuentes de procesos industriales y de sistemas de cogeneración, la aplicación de sistemas de absorción para la producción frigorífica será competitiva e interesante [Cano, 2001].

2.3.1 Evolución de los sistemas de refrigeración por absorción

El desarrollo inicial de un ciclo de absorción se remonta al siglo XVIII. En 1777, Nairne presentó un experimento con ácido sulfúrico para producir hielo. En 1810, John Leslie construyó un aparato con este principio. Se sabía que el hielo podría ser hecho de agua en un vaso, que estaba conectado a otro recipiente que contenía ácido sulfúrico. Como el ácido absorbe el vapor de agua, causando una reducción de la temperatura, las capas de hielo se forman en la superficie del agua. Los principales problemas de este sistema son la corrosión y las fugas de aire en la cámara de vacío [Herold y Radermacher, 1996]. En 1823, M. Faraday causó por primera vez el enfriamiento producido por absorción utilizando sal de cloruro de plata y amoníaco líquido en un equipo intermitente. Faraday conocía que el cloruro de plata tiene la capacidad de absorber amoníaco gaseoso. Expuso una cierta cantidad de cloruro de plata pulverizado al amoníaco gaseoso hasta que hubo absorbido todo el amoníaco que podía retener. El polvo cargado de amoníaco se colocó en un tubo de ensayo sellado con la forma de “V” invertida. Cuando aplicó calor al polvo, se presentó el desprendimiento de “humos” (vapores) de amoníaco. Los humos se enfriaron sumergiendo el otro extremo del tubo en un recipiente con agua fría. El agua sirvió como agente de remoción de calor del amoníaco gaseoso. Conforme el vapor de amoníaco entró al extremo enfriado del tubo de ensayo, se formaron gotas de amoníaco líquido. Una vez que eliminó la aplicación de calor y el agua de enfriamiento, sucedió algo curioso. Casi inmediatamente después, el amoníaco líquido comenzó a burbujear y hervir, regresando al estado de vapor, el cual fue absorbido por el polvo de cloruro de plata [Pilatowsky *et al.*, 1993].

Cuando Faraday tocó el extremo del tubo de ensayo que contenía el amoníaco líquido, encontró que estaba bastante frío y lo más sorprendente fue el hecho de que se había producido la ebullición del líquido, aún sin la presencia de alguna fuente de calor visible. A pesar de lo tosco que pudiera parecer este experimento, en la actualidad se utilizan los mismos principios. Por supuesto que el inconveniente consiste en que la operación es intermitente e ineficiente.

Veinticinco años más tarde, el francés Edmond Carré recogió estas ideas y construyó un motor accionado por vapor que se producía en una bomba de calor funcionando con la mezcla agua-ácido sulfúrico. Más adelante, en 1859, su hermano, Ferdinand Carré

influenciado por observaciones de M. Farady y con ayuda de las descripciones hechas por el químico Joseph Priestley (quien aisló por primera vez el amoníaco), introdujo una máquina nueva con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido de trabajo. Esta nueva máquina de refrigeración por absorción de operación continua sacó una patente en los Estados Unidos de Norteamérica en 1860. Las máquinas basadas en esta patente se utilizaron para hacer hielo y almacenar los alimentos. Ésta fue utilizada como un diseño básico en la edad temprana del desarrollo de refrigeración por absorción [Zamora Carranza, 2004; Valdez Salas, 2006].

Servel fue fundada en 1902 como el Hércules Buggy Works, se convirtió en un fabricante de refrigeradores eléctricos (el nombre es la abreviatura de "Serve Electrically"). En 1925, Servel adquirió los derechos estadounidenses de un nuevo refrigerador de absorción manejado por el calor de gases de desecho (AB Electrolux) inventado por los estudiantes suecos de ingeniería, Carl G. Munters y Baltzar Von Platen. El nuevo refrigerador por absorción Electrolux Servel entró en el mercado de los EE.UU. en 1926 y trajo los refrigeradores de absorción a millones de hogares [Foley y DeVault, 2000]. Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de 1930. En esa década, se inició el uso de agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) para sistemas de refrigeración por absorción [Valdez Salas, 2006]. La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ comienzan en 1940 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ como fluido de trabajo, tiene lugar a principio de 1950. Unos años más tarde, un sistema de absorción de doble efecto se introdujo y se ha utilizado como un estándar industrial para aire acondicionado de alto rendimiento operado con calor [Cano, 2001; Valdez Salas, 2006].

Los equipos de absorción disponibles en la actualidad en el mercado operan mayormente con dos fluidos de trabajo: $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ para aplicaciones de aire acondicionado y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para refrigeración industrial. Muchas otras mezclas de trabajo han sido propuestas y estudiadas para máquinas de absorción, pero ninguna de ellas se ha hecho un lugar en el mercado. Muchos esfuerzos se han hecho para un par refrigerante-absorbente que pueda mejorar el funcionamiento del sistema. Por lo tanto, se propone la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ para el ciclo aquí estudiado, el cual puede ser una alternativa para mejorar los sistemas de absorción.

2.3.2 Fluido de trabajo para los sistemas de refrigeración por absorción

El rendimiento de un sistema de refrigeración por absorción depende fundamentalmente de la química y las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo [Pilatowsky *et al.*, 1993]. Un requisito fundamental de la combinación refrigerante-absorbente es que, en fase líquida, deben tener un margen de capacidad de mezcla dentro de la gama de temperatura de funcionamiento del ciclo. La mezcla también debe ser químicamente estable en el rango de operación, no tóxica, no explosiva, de fácil adquisición y compatible con los materiales de construcción del equipo.

Además de estos requisitos, los siguientes son deseables.

- La elevación del punto de ebullición (la diferencia en el punto de ebullición entre el refrigerante puro y la mezcla a la misma presión) debe ser tan grande como sea posible.

- El refrigerante debe tener alto calor de vaporización y alta concentración en el absorbente con el fin de mantener la velocidad de circulación baja entre el generador y la absorción por unidad de capacidad de refrigeración.
- Las propiedades de transporte que influyen en la transferencia de masa y calor, por ejemplo, la viscosidad, la conductividad térmica y coeficiente de difusión, deben ser favorables.
- Refrigerante y absorbente deben ser no-corrosivos, amigables con el medio ambiente y con el menor costo posible.

Muchos fluidos de trabajo se sugieren en la literatura. Un estudio de la absorción de líquidos proporcionados [Marcriss *et al.*, 1988], sugiere que hay alrededor de 40 compuestos de refrigerante y de 200 compuestos absorbentes disponibles. Sin embargo, los fluidos de trabajo más comunes son $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O- LiBr}$.

Desde la invención de los sistemas de refrigeración por absorción, el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ha sido ampliamente utilizado para fines de enfriar y calentar. Ambos NH_3 (refrigerante) y el agua (absorbente) son muy estables para una amplia gama de temperaturas de operación y presión. NH_3 tiene un alto calor latente de vaporización, que es necesario para el funcionamiento eficiente del sistema. Puede ser utilizado para aplicaciones de baja temperatura, puesto que el punto de congelación de NH_3 es -70°C a una presión por debajo de 0.1 bar. Dado que tanto NH_3 y el agua son volátiles, el ciclo requiere de un rectificador para retirar el agua que normalmente se evapora con el NH_3 . Sin un rectificador, el agua se acumula en el evaporador y contrarresta el rendimiento del sistema. Hay otras desventajas tales como su alta presión, toxicidad a altas concentraciones y la acción corrosiva al cobre y aleaciones de cobre. Sin embargo, el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ es amigable con el ambiente y de bajo costo. Las propiedades termodinámicas de la solución $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ pueden obtenerse a partir de las ecuaciones dadas por M. Conde Engineering en el 2008 (ver apéndice B).

Dos características sobresalientes de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ son la no volatilidad del absorbente LiBr (la necesidad de un rectificador es eliminada) y el calor extremadamente alto de vaporización del agua (refrigerante). Sin embargo, el agua utilizada como refrigerante limita a aplicaciones de baja temperatura por arriba de 0°C . Como el agua es el refrigerante, el sistema debe ser operado en condiciones de vacío. En altas concentraciones de LiBr, la solución es propensa a la cristalización. También es corrosiva para algunos metales y es costosa. Las propiedades termodinámicas de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ se pueden obtener a partir de las ecuaciones dadas por Medrano en el 2000 (ver apéndice B). Algunos aditivos pueden añadirse al $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ como un inhibidor de la corrosión o para mejorar el rendimiento térmico de transferencia de masa [Albertson y Krueger, 1971; Chang *et al.*, 1971; Pilatowsky *et al.*, 1993; Samiento-Bustos *et al.*, 2009].

Aunque $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ se han utilizado ampliamente durante muchos años y sus propiedades son bien conocidas, muchas más amplias investigaciones se han llevado a cabo para investigar nuevos fluidos de trabajo. La investigación sobre este tipo de fluidos de trabajo puede ser obtenido de la literatura [Infante-Ferreira, 1984; Antonopoulos y Rogdakis, 1996; Sun, 1998]. Diversas mezclas ternarias se han propuesto con un sistema de

absorción, un ejemplo de estas es dada por Libotean *et al.* en el 2007 y Libotean *et al.* en el 2008.

Una mezcla binaria, utilizando como absorbente una sal, como $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ puede ser un fluido de trabajo exitoso para un sistema de refrigeración por absorción [Infante-Ferreira, 1984; Antonopoulos y Rogdakis, 1996; Sun, 1998]. Sin embargo, con una alta concentración y alta temperatura, la solución es propensa a la cristalización. Se encontró que la adición de agua, como una mezcla ternaria como $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{+H}_2\text{O}$ puede mejorar las propiedades térmicas para aplicaciones en sistemas de absorción [Libotean *et al.*, 2007; Libotean *et al.*, 2008].

2.3.3 Principio de operación

El fluido de trabajo en un sistema de refrigeración por absorción es una solución binaria que consistente de refrigerante y absorbente. En la Fig. 2.3.3.1 (a), dos contenedores evacuados están conectados entre sí. El contenedor de la izquierda contiene líquido refrigerante, mientras el contenedor de la derecha contiene una solución refrigerante/absorbentes. La solución en el contenedor derecho absorberá vapor de refrigerante del contenedor izquierdo, mientras el vapor de refrigerante es absorbido, la temperatura del refrigerante restante se reducirá como consecuencia de su vaporización. Esto provoca un efecto refrigerante que ocurre dentro del contenedor de la izquierda. Al mismo tiempo, la solución dentro del contenedor derecho se hace más concentrada debido al mayor contenido de refrigerante absorbido. Esto se llama "proceso de absorción". Normalmente, el proceso de absorción es un proceso exotérmico, por lo tanto, se debe rechazar el calor a los alrededores con el fin de mantener su capacidad de absorción [Srikhirin *et al.*, 2001].

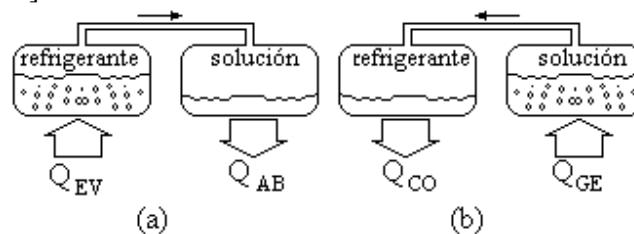


Fig. 2.3.3.1. (a) El proceso de absorción ocurre en el recipiente del lado derecho causando el efecto de enfriamiento en el otro, (b) el proceso de separación de refrigerante ocurre en el recipiente del lado derecho como resultado de adicionar una fuente de calor externa.

Cuando la solución no puede continuar con el proceso de absorción debido a la saturación del refrigerante, el refrigerante debe separarse de la solución concentrada. El calor es normalmente la clave para este proceso de separación. Se aplica al contenedor derecho a fin de separar el refrigerante de la solución, como se muestra en la Fig. 2.3.3.1 (b). El vapor de refrigerante se condensa por la transferencia de calor a los alrededores. Con estos procesos, el efecto de refrigeración puede ser producido mediante el uso de energía térmica. Sin embargo, el efecto de enfriamiento no se puede producir continuamente a medida que el proceso no se puede hacer de forma simultánea. Por lo tanto, un ciclo de refrigeración por absorción es una combinación de estos dos procesos, como se muestra en la Fig. 2.2 [Srikhirin *et al.*, 2001]. Como el proceso de separación se produce a una presión más alta que el proceso de absorción, una bomba de circulación es necesaria para distribuir la

solución. Con lo anterior, el coeficiente de operación (COP) de un sistema de refrigeración por absorción se define como:

$$COP = Q_{EV} / (Q_{GE} + W_s) \quad 2.3.3.1$$

Donde Q_{EV} es el calor que es absorbido en el evaporador en kW, Q_{GE} es el calor suministrado al generador en kW y W_s es el trabajo de flecha de la bomba en kW. El trabajo necesario para la bomba en general es despreciable en relación con la entrada de calor en el generador, por lo tanto, el trabajo de la bomba a menudo se desprecia para los efectos de análisis.

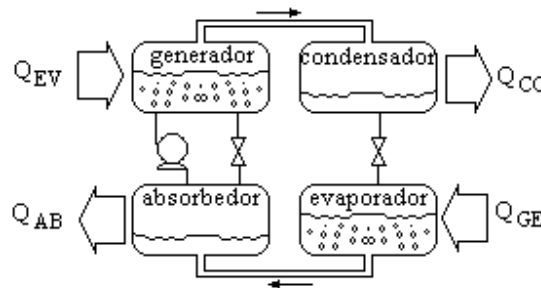


Fig. 2.3.3.2. Ciclo de refrigeración por absorción continuo compuesto de dos procesos.

2.3.4 Clasificación de los sistemas de refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar por la fuente de calor en el generador (método de accionamiento), por el método de evacuación de calor a nivel intermedio de temperaturas, por la configuración del ciclo de absorción o por el tiempo de uso.

Por la fuente de calor:

- Accionamiento indirecto: los sistemas que utilizan vapor de agua o líquidos calientes como fuente de calor.
- Accionamiento directo: los que utilizan como fuente de energía la combustión directa.
- Recuperadores de calor: los que utilizan gases residuales limpios y calientes como fuente de calor

Por el método de evacuación de calor a nivel intermedio:

- Las refrigeradas por agua: son aquellos sistemas que usan una torre de enfriamiento para retirar el calor que se desprende en el condensador y en el absorbedor.
- Las refrigeradas por aire: son aquellos sistemas que usan ventiladores para retirar el calor que se desprende en el absorbedor y condensador.

Por el ciclo de absorción:

- Sistemas de simple efecto: es el sistema que consta de los elementos necesarios para que la refrigeración por absorción se llevé de manera continua, los cuales son absorbedor, generador, condensador, evaporador, bomba y dos válvulas de expansión (Fig. 2.3.3.2).
- Sistemas de doble o más efecto. Esta formado por un sistema de absorción de una etapa y un segundo o más generador(es), el vapor del generador de alta temperatura se emplea para calentar el(los) generador(es) de baja temperatura.

Por el tiempo de uso:

- Sistema intermitente de absorción: estos sistemas no requieren una bomba para hacer circular la solución de trabajo y la manipulación se limita a conmutaciones de válvulas. En ellos un periodo de generación le sigue uno de absorción (solo hay un recipiente de generación-absorción), ocurriendo este último en forma simultánea con el periodo de refrigeración.
- Sistema continuo de absorción: este es el sistema presentado en la Fig. 2.3.3.2.

2.3.5 Principales componentes de los sistemas de absorción

Los sistemas continuos de absorción de simple efecto están formados por los siguientes componentes:

- Condensador: el refrigerante a alta presión proveniente del generador y en estado gaseoso, entra a este dispositivo, donde es transformado en líquido gracias a la extracción de calor latente mediante el método de evacuación de calor que se tenga, pasando el refrigerante líquido a la válvula de expansión.
- Válvulas de expansión: el refrigerante a alta presión ingresa en forma líquida a este dispositivo, su función es reducir la presión del refrigerante, pasándolo del lado de alta presión al lado de baja presión, conduciendo el refrigerante al evaporador.
- Evaporador: en este dispositivo, entra refrigerante a baja presión en forma líquida y pasa al estado gaseoso, gracias a que gana calor de la cámara de refrigeración (calor a baja temperatura), donde posteriormente es transportando en dirección del absorbedor.
- Absorbedor: en este punto, se inyecta solución pobre en el refrigerante proveniente del generador y en presencia del vapor de refrigerante proveniente del evaporador, se logra obtener una solución rica en refrigerante, liberando calor de dilución.
- Bombas: la solución rica abandona el absorbedor por efectos de esta bomba, pasando la solución rica del absorbedor al generador, aumentando con ello su presión (pasa del lado de baja presión al lado de alta presión).
- Generador: a este componente se introduce la solución rica en refrigerante, y en presencia de calor (calor proporcionado por la fuente alterna), la solución rica en refrigerante comienza a desprender vapor de refrigerante el cual es enviado al condensador, mientras que por otro lado, la solución pobre restante fluye del generador hacia el absorbedor, pasando por una válvula de expansión.

Concluyendo, el conjunto absorbedor, bomba y generador “comprime” el vapor refrigerante desde la presión del evaporador hasta la presión del condensador; absorbiéndose en primer lugar en líquido, aumentando luego la presión del líquido con una bomba hasta alcanzar la presión del condensador, y liberándose finalmente el vapor al aplicar calor al generador.

Referencias

- Albertson CE, Krueger RH. Heat transfer additives for absorbent solution. US Patent No. 3580759, 1971.

- Antonopoulos KA y Rogdakis ED, Performance of solar- driven ammonia - lithium nitrate and ammonia – sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens, Appl. Therm. Eng. 16, **1996**. 127-147.
- Cano JM. Artículo técnico energía: Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental, Jornadas técnicas “Climatización 2001”, **2001**.
- Chang WC, Marcriss RA, Rush WF. Secondary alcohol additives for lithium bromide-water absorption refrigeration system. US Patent No. 3609087, **1971**.
- Conde M. Engineering. Thermophysical properties of {NH₃ + H₂O} mixtures for industrial design of absorption refrigeration equipment. Formulation for industrial use. **2008**.
- Faruqui A, Hung-po C, Niemeyer V, Platt J, Stahlkopf K. Analyzing California’s power crisis. Energy J. 22, **2001**, 29–52.
- Foley G, DeVault R, The future of absorption technology in America, a critical look at the impact of BCHP and innovation, Advanced Building Systems-2000 Conference, June **2000**.
- Infante Ferreira, CA. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions, Sol. Energy, 32, **1984**. 231-236.
- Herold KE, Radermacher R, Klein SA (Eds), Absorption Chillers and heat pumps, CRS Press Inc., **1996**.
- Libotean S, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Vapour-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15 K), J. Chem. Eng. Data. 52, **2007**, 1050-1055.
- Libotean S, Martín A, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Densities, viscosities and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 to 353.15 K), J. Chem. Eng. Data. 53, **2008**, 2383-2388.
- Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech., **1988**.
- March Consulting Group. Opportunities to minimise emissions of hydrofluorocarbons (HFCs) from the European Union, UK; **1998**
- Medrano Martorell, M. Desarrollo de un absorbedor tubular vertical enfriado por aire para un climatizador de absorción de agua-bromuro de litio, Tesis doctoral, Tarragona España, Universitat Rovira i Virgili, Escola Tècnica Superior D'Enginyeria Química. **2000**.
- Pilatowsky, I.F., Best, R., Valiente, A., Lage, J.C., Quinto, P., Gutiérrez, F., Hernández, J.I. Hieras, J., Martínez, E. Métodos de Producción de Frío. UNAM. **1993**.
- Reglamento (EC) No. 2037/2000 del Parlamento Europeo y del Consejo, junio de **2000**, http://www.gencat.cat/diue/doc/normatives/doc_88954518_1.PDF, sobre las sustancias que agotan la capa de ozono.
- Samiento-Bustos E, González-Rodríguez JG, Uruchurtu J, Salinas-Bravo VM, Corrosion behavior of iron-based alloys in the LiBr+ethylene glycol+H₂O mixture. Corrosion Science, 51, **2009**, 1107-1114
- Santamouris M, Papanikolaou N, Livada I, Koronakis I, Georgakis C, Argiriou A, *et al.* On the impact of urban climate on the energy consumption of buildings. Sol. Energy, 70, **2001**, 201–16.

- Srihirin P, Aphornratana S, Chungpaibulpatana S. A review of absorption refrigeration Technologies. *Renew. and Sust. Energ. Rev.* 5, **2001**, 343–372
- Sun, D-W. Comparison of the performances of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ absorption refrigeration systems, *Energy Conversion Management*. 39, **1998**, 357-368.
- Valdéz Salas, B. *Tecnología en la UABC*, Porrúa editorial, Baja California, México, **2006**
- Zamora Carranza, M. *La frontera del frío*, Universidad de Sevilla, secretariado de publicaciones, Sevilla, España, **2004**.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL

3.1 Introducción

Es bien conocido que hay una brecha tecnológica para alternativas de pequeña capacidad de los sistemas tradicionales de refrigeración por compresión, manejados por energía eléctrica, hasta los sistemas de absorción manejados mayormente por energía térmica. Recientemente hay una serie de nuevos desarrollos concernientes a este tipo de sistemas térmicos [Solar Heating Programme 2007]. Las investigaciones continúan en función de mejorar las eficiencias de los sistemas, tanto como tratar de reducir los costos modificando el sistema con temperaturas de operación menores en el generador. En este capítulo se presenta el prototipo del sistema de refrigeración por absorción, que usa la solución de trabajo amoníaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$).

La característica más interesante de usar nitrato de litio como absorbente del amoníaco es la ventaja termodinámica de operar a temperaturas menores en el generador comparando contra la solución amoníaco-agua [Infante Ferreira CA, 1984; Libotean *et al.*, 2007; Libotean *et al.*, 2008; Antonopoulos y Rogdakis, 1996; Ayala *et al.*, 1994; Thioye, 1997]. También la presión de vaporización de la sal de nitrato de litio permite evaporar amoníaco puro de la solución (ningún rectificador es requerido) [Antonopoulos y Rogdakis, 1996; Ayala *et al.*, 1994; Thioye, 1997], este efecto es más notorio a temperaturas de generación menores. Las desventajas son la alta viscosidad de la solución y el riesgo de cristalización a concentraciones por debajo de 30% en peso de amoníaco [Infante Ferreira CA, 1984; Libotean *et al.*, 2007; Libotean *et al.*, 2008].

Nuevas tecnologías en intercambiadores de calor han sido desarrolladas, por ejemplo, el uso de generadores de película descendente con tubos horizontales es ventajoso ya que proporcionan un alto coeficiente de transferencia de calor a bajas tasas de flujo de película descendente y diferencias pequeñas de temperatura [Fujita, 1991; Jani *et al.*, 2004; Wang *et al.*, 1995; Wang *et al.*, 1999; Kim y Kim, 1999; Jani *et al.*, 2003]. Fujita en 1991 aportó información acerca del aumento de transferencia de masa y calor en intercambiadores de calor de película descendente para máquinas de absorción. Jani *et al.* en el 2004 presentaron un estudio de un generador de película descendente trabajando con la solución agua-bromuro de litio con el objetivo de calcular el coeficiente de transferencia de calor. Wang *et al.* en 1995 hicieron un modelo matemático para un generador de película descendente utilizando la misma mezcla que Jani *et al.* en el 2004, pero su modelo toma en cuenta un campo uniforme en la película descendente para la solución, asegurando la estabilidad de la solución, cuando esta se comporta de manera irregular. En 1999, Wang *et al.* y Kim y Kim estudiaron el efecto en el coeficiente de transferencia de calor con diferentes superficies extendidas en la pared del tubo, la desventaja de usar estas es que el flujo formado por la película descendente forma líneas de flujo en la superficie de los tubos. Además, Jani *et al.* en el 2003 mostraron que cuando el número de tubos se incrementa, el coeficiente de transferencia de calor promedio tiende a decrecer. En función de optimizar la eficiencia del generador y consecuentemente el consumo de energía, métodos más precisos para predecir el comportamiento térmico y la dinámica de fluidos del sistema son requeridos [Herrera, 2006; Llamas 2004]. La complejidad en el diseño del generador, en aspectos

como su geometría y patrones de flujo de fluidos, es muy limitada sin asumir rigurosas simplificaciones. Los métodos numéricos permiten a las ecuaciones gobernantes ser resueltas con menos restricciones. Por esta razón, es posible diseñar intercambiadores de calor más eficientes, los cuales, simultáneamente, ayudan a mejorar la eficiencia de los sistemas de absorción [García-Valladares, 2004; García-Valladares, 2007].

3.2 Descripción y funcionamiento del prototipo de refrigeración por absorción

Un diagrama esquemático del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto trabajando con la solución nitrato de litio amoníaco ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) es mostrado en la Fig. 3.2.1a [Llamas *et al.*, 2007]. El vapor de NH_3 proveniente del generador es condensado a alta presión en el condensador. Este entra, después de una válvula de estrangulamiento, al evaporador a baja presión, donde recibe calor (carga de enfriamiento) y es evaporado. El vapor de NH_3 fluye al absorbedor, donde es absorbido por la solución diluída o baja en concentración de NH_3 . La solución concentrada es bombeada a través de un intercambiador de calor al generador, donde recibe calor desde el aceite térmico, produciendo vapor de NH_3 , la solución di es regresada al absorbedor a través del intercambiador de calor y de una válvula de estrangulamiento, mientras que el vapor de NH_3 es regresado al condensador. El prototipo de absorción es mostrado en la Fig. 3.2.1a [Llamas, 2004] junto con las condiciones de diseño. La Fig. 3.2.1b muestra el sistema instalado y en funcionamiento en el Centro de Investigación en Energía (El armado y la configuración se explicarán más adelante).

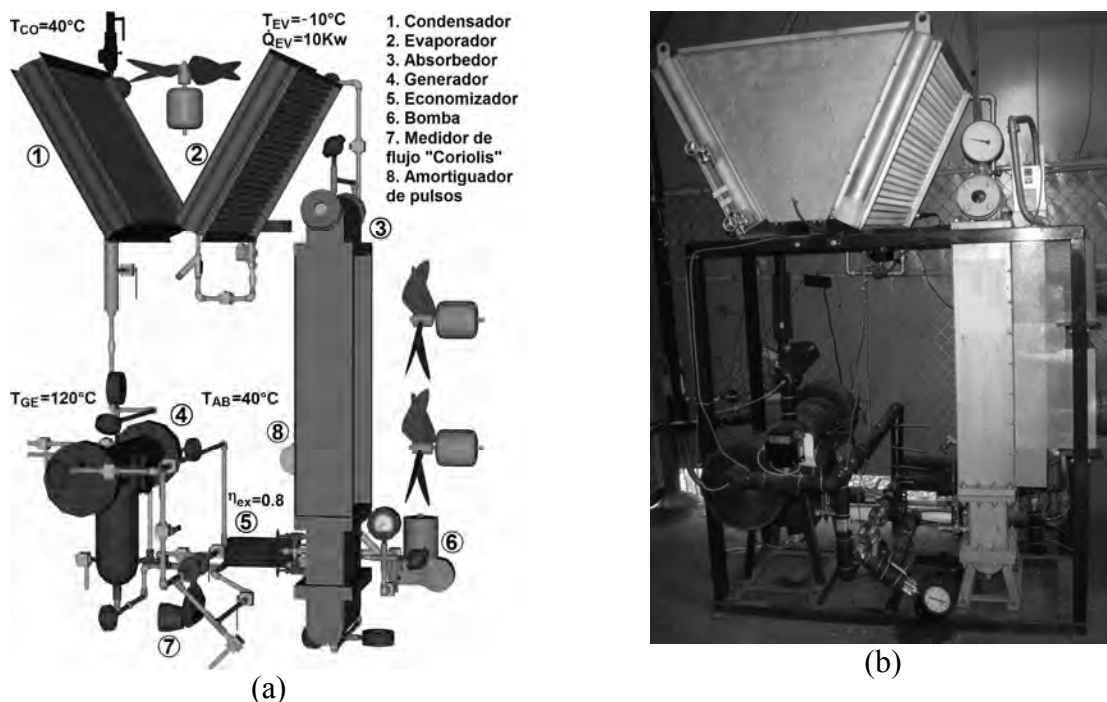


Fig. 3.2.1. Sistema de refrigeración por absorción (a) diagrama, (b) prototipo experimental

Con el fin de hacer una unidad que pueda ser llevada para propósitos demostrativos a cualquier industria, la cual tenga una fuente de calor a la temperatura requerida y una tasa de flujo másico sin la necesidad de conectar el evaporador a una carga de enfriamiento, el condensador (1) y el evaporador (2) son localizados en lo alto del

sistema y ambos enfriados por aire. El absorbedor de película descendente en tubos verticales (3), es un absorbedor enfriado por aire donde la solución fluye en el interior del banco de tubos (tubos con aletas en el exterior), y el vapor de amoníaco es inyectado por la parte baja de cada tubo. El generador es de película descendente con tubos horizontales (4), donde el aceite de calentamiento fluye dentro del banco de tubos y la solución amoníaco-nitrato de litio fluye como película en la parte exterior de los tubos, donde es calentada y el vapor de amoníaco es generado. Un intercambiador de calor de placas (5) es usado como economizador entre el generador y el absorbedor. La bomba (6) es una bomba de diafragma, con un control en el flujo de descarga de 1% de precisión a condiciones de presión constante. Con el fin de controlar los pulsos producidos por la bomba, un tanque amortiguador de pulsos (8) es incluido. El sistema fue instrumentado para la evaluación de cada componente, contando con los siguientes instrumentos: 10 sensores de temperatura (RTD PT 100) con una precisión de $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$, 2 sensores de temperatura tipo termistor con una precisión de $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, 4 transductores de presión con una precisión de ± 0.2 bar, un medidor de flujo másico “Coriolis” y densímetro (7) con una exactitud de $\pm 0.1\%$ en la tasa de flujo másico que puede ser conectado a cualquiera de las líneas de solución (concentrada o diluída). Para completar el balance de energía y masa, dos medidores de flujo “Coriolis” fueron instalados para las líneas de amoníaco y del aceite térmico con una exactitud de $\pm 0.1\%$. Para el aire de enfriamiento, tres ventiladores de 1 HP fueron instalados, uno en el condensador y evaporador, y los otros dos son usados para forzar el aire a pasar a través del exterior de los tubos del absorbedor para enfriar la solución interna en forma de película descendente y poder absorber una mayor cantidad de vapor de amoníaco en el absorbedor. Los ventiladores son controlados por dos inversores de frecuencia. Además, hay mirillas de vidrio instalados en los lados de entrada de solución en el absorbedor y generador con el fin de visualizar la formación de la película descendente en ambos componentes.

3.2.1 Descripción del generador de película descendente con tubos horizontales

La operación del generador de película descendente con tubos horizontales se basa en la adición de un flujo de calor, que fluye desde el aceite térmico en la parte interna de los tubos hacia la solución en forma de película descendente (nitrato de litio amoníaco) por el exterior de los tubos, lo cual produce un flujo de vapor de amoníaco. El generador (Fig. 3.2.1.1) tiene tres distribuidores de líquido por donde el flujo de solución es dividido en partes iguales, el fluido de entrada de calentamiento (aceite térmico) es distribuido en tres partes iguales de modo que el calentamiento se asume uniforme en cada fila, la solución comienza a caer en forma de película por el exterior de los tubos y el aceite térmico circula internamente desde la parte baja hasta la parte alta de los tubos en cuatro pasos. La Tabla. 3.2.1.1 muestra, las especificaciones de diseño del generador [Llamas, 2004]. En las condiciones de diseño, el fluido de calentamiento entra a 140°C proveniente de un lazo de calentamiento de aceite térmico el cual tiene una bomba, un tanque de almacenamiento y una resistencia eléctrica de 24kW. La solución amoníaco-nitrato de litio entra al generador a una temperatura alrededor de 85°C y sale alrededor de los 120°C . La temperatura de entrada de la solución puede ser mayor si un eficiente intercambio de calor ocurre en el economizador.

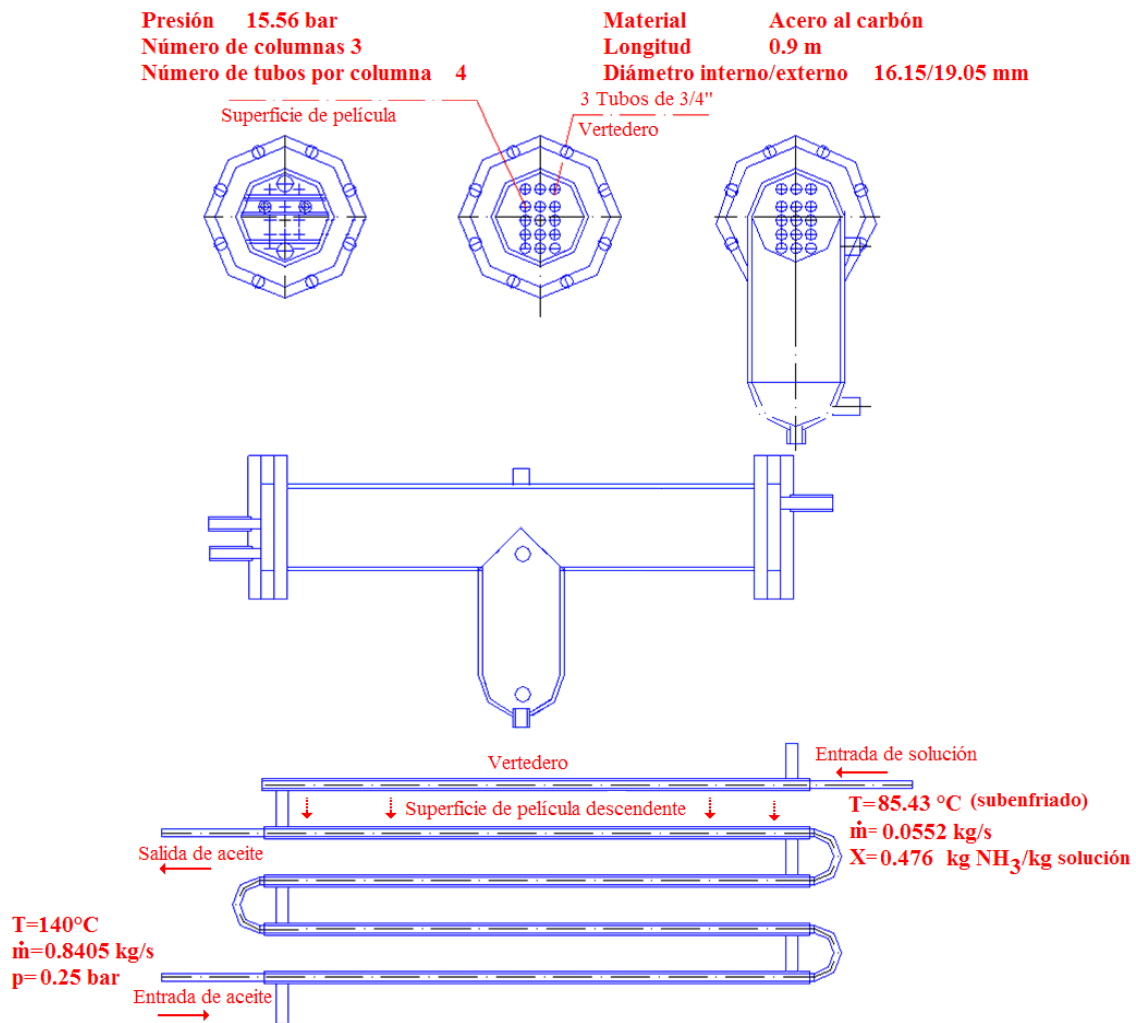


Fig. 3.2.1.1. Generador de película descendente en tubos horizontales

Tabla 3.2.1.1 Especificaciones de diseño del generador de película descendente

Presión (p)	15.56 bar
Tubos	
Número de columnas	3
Número de tubos por columnas	4
Longitud (L)	0.9 m
Diámetro interno/externo	16.75/19.05 mm
Material	Acero al carbón
Datos de solución (fluido externo NH₃- LiNO₃)	
Temperatura de entrada ($T_{in, sol}$)	85.43°C (subenfriado)
Flujo másico de entrada ($\dot{m}_{in, sol}$)	0.0552 kg/s
Concentración de entrada ($X_{in, sol}$)	0.4761 kg NH ₃ /kg solución
Datos de aceite térmico	
Temperatura de entrada ($T_{in, oil}$)	140°C
Flujo másico ($\dot{m}_{in, oil}$)	0.8405 kg/s
Presión (p)	0.25 bar

3.2.2 Descripción del absorbedor de película descendente en tubos verticales

Para el sistema de absorción amoníaco-nitrato de litio, un absorbedor es utilizado para la absorción de vapor de refrigerante en una película descendente de solución sobre la

pared de los tubos verticales enfriados por aire (Fig. 3.2.2.1). El funcionamiento del absorbedor se basa en la adición de un flujo de solución a través de un distribuidor colocado en la parte superior (cabezal del absorbedor, Fig. 3.2.2.1a), el cual pasa la solución al cuerpo del absorbedor (banco de tubos aletados colocados verticalmente, Fig. 3.2.2.1b) en forma de película descendente por la parte interna de los tubos. Por la parte baja del absorbedor (cámara de entrada de vapor, Fig. 3.2.2.1c) se encuentra el distribuidor de vapor (el cual consta de tubos concéntricos a los tubos en el cuerpo del absorbedor), que inyecta vapor de amoníaco a cada tubo del cuerpo del absorbedor, donde el vapor de refrigerante es absorbido por la película descendente, formando una solución concentrada la cual se almacena en un tanque de almacenamiento en la parte inferior del absorbedor. El absorbedor completo se muestra en la Fig. 3.2.2.1d.

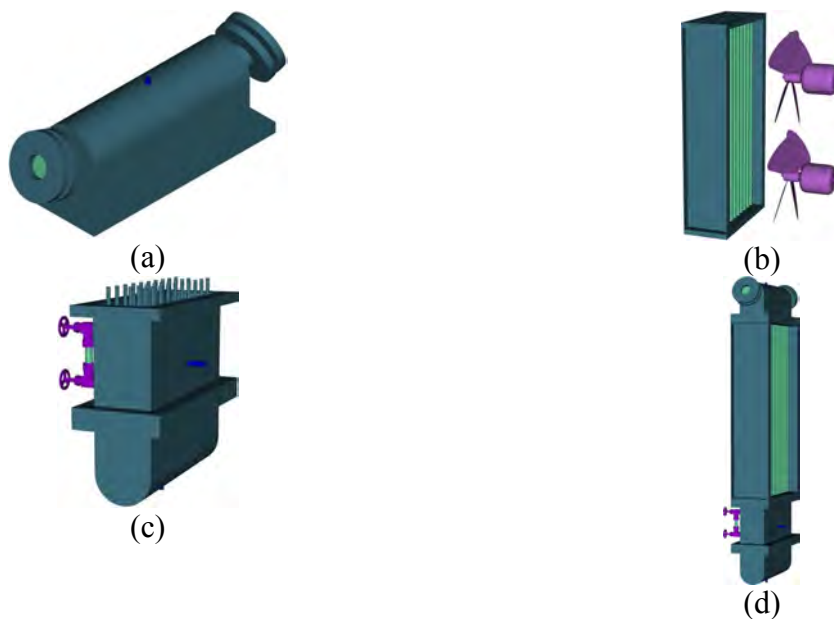


Fig. 3.2.2.1. Absorbedor de película descendente en tubos verticales (a) cabezal (b) cuerpo del absorbedor (c) tanque de solución y cámara de entrada de vapor (d) absorbedor completo

Cuando la solución entra al cabezal por la parte superior, un distribuidor interno en forma parabólica deja un espacio reducido entre distribuidor y las paredes verticales del cabezal, con el objetivo de asegurar que el fluido llegue a las paredes verticales de la cámara y poder distribuir el fluido en el espejo superior del cuerpo del absorbedor, donde se encuentra el inicio de los tubos verticales que forman el cuerpo del absorbedor, evitando que se formen ondulaciones en el espejo antes de que el fluido ingrese en los tubos verticales, logrando que la película descendente dentro de los tubos sea uniforme al momento de que el fluido pase a la parte interna de los tubos. Mientras que por la parte baja del absorbedor entra vapor de refrigerante proveniente del evaporador, y es distribuido en una cámara, para pasar al banco de tubos que traspasan el tanque de almacenamiento de solución concentrada e inyectan el vapor por cada tubo en el cuerpo del absorbedor, cada tubo distribuidor de vapor se encuentra concéntrico a cada uno de los tubos que forman el cuerpo del absorbedor. Por el cuerpo del absorbedor, cae la solución en forma de película descendente y al estar en contacto con el vapor de refrigerante, la solución absorbe este vapor, formándose una solución rica en refrigerante, la cual cae por gravedad hasta el tanque de almacenamiento que se encuentra al final de los tubos, por encima del distribuidor de vapor.

A la entrada de los tubos verticales del absorbedor, se cuenta con mallas de alambre cubriendo 5 cm de la pared de los tubos a la entrada (Fig. 3.2.2.2a), con la finalidad de mejorar la distribución del fluido a través de las paredes de los tubos. Las puntas de esta red de alambre tienen forma de una “araña” (Fig. 3.2.2.2b). En este tipo de absorbedor, durante el proceso de absorción, el calor producido es eliminado de la película descendente por medio de aire a flujo cruzado, que circula por la parte exterior de los tubos aletados con ayuda de dos ventiladores (Fig. 3.2.2.1b), mejorando el proceso de absorción. Sin embargo, este diseño requiere de una alta tasa de recirculación con el fin de lograr un buen rendimiento.

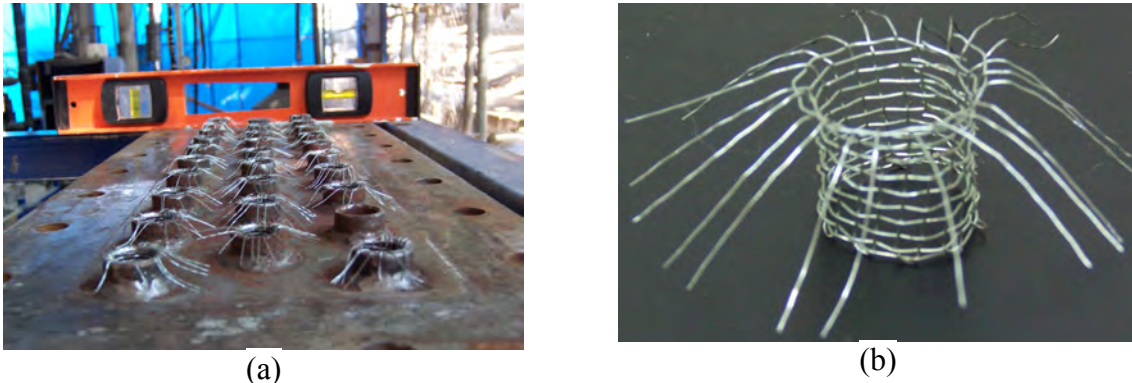


Fig. 3.2.2.2 Redes de alambre tipo “araña” (a) colocación en el cuerpo del absorbedor (b) diseño

3.3 Diseño del sistema experimental

3.3.1 Construcción del dispositivo experimental

En un inicio, se partió del diagrama preliminar propuesto por Llamas en el 2004 (Fig. 3.3.1.1). Donde ya se contaba con el absorbedor, el generador, el condensador- evaporador, un intercambiador de calor de tubo y coraza como economizador y una base para la colocación de los componentes. Sin embargo, este diagrama sufrió cambios debido al lugar donde se colocó y principalmente, a la implementación de medidores de flujo, presión y temperatura de última generación ó alta precisión y de un intercambiador de calor de placas como economizador, con el objetivo de recuperar una cantidad mayor de calor entre el absorbedor y el generador, por lo tanto, mejorar el coeficiente de operación del sistema.

Cuando se fijó el lugar de instalación del prototipo, se fijó la base del equipo al piso, en la cual se montó el generador poniéndolo a nivel para mejorar la distribución del fluido que circula por los tubos, asegurando el mayor mojado de las paredes de los tubos. Para el absorbedor, se llevó a cabo su armado general dentro de la base. Para lograr un ensamblado correcto, se hicieron tres sellos para unir las diferentes secciones del absorbedor, colocándoles silicón de alta temperatura a ambas caras de los sellos. En la Fig. 3.3.1.2(a) se muestra como se coloca la base del absorbedor junto con el sello en la parte de la cámara de almacenamiento, continuando con la colocación del cuerpo del absorbedor, para fijarlo y poner a nivel, como se ve en la Fig. 3.2.2.2(a). Teniendo el dispositivo colocado en la posición correcta, se colocaron las redes de alambre tipo “arañas” para obtener una distribución uniforme en el inicio de los tubos verticales que forman parte del cuerpo del absorbedor. Más adelante se colocó el cabezal con las

mirillas en las partes laterales del mismo y se procedió a cerrar el absorbedor, poniendo a nivel.

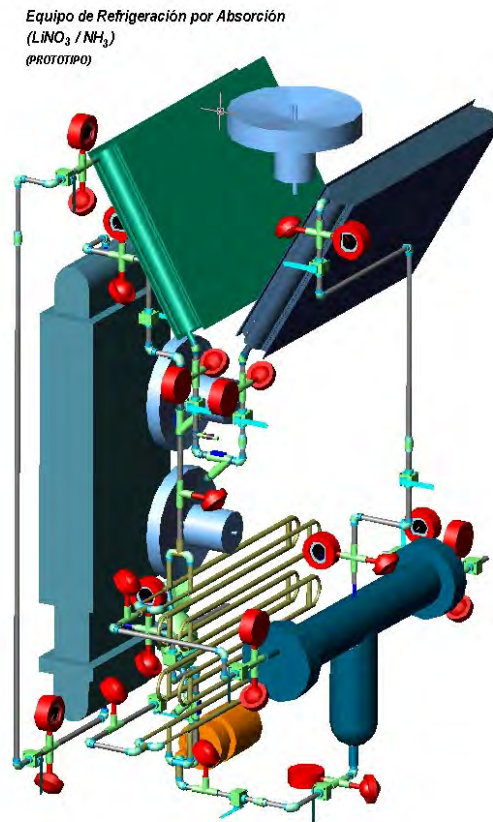


Fig. 3.3.1.1 Diseño inicial del prototipo de refrigeración por absorción [Llamas, 2004]

Concluido el proceso de armado, se realizaron pruebas con agua para asegurar que el generador y absorbedor tuvieran un mojado correcto. Después de armar el absorbedor, se continuó con la colocación del sistema de ventilación (motores, soporte y aspas) para retirar calor de la absorción, se colocó el conducto de aire, los motores y las aspas como se muestra en la Fig. 3.3.1.2(b).



(a)



(b)

Fig. 3.3.1.2 (a) Colocación del sello entre el tanque de almacenamiento y el cuerpo del absorbedor (b) posición final del sistema de ventilación en el absorbedor.

Una vez colocados el generador y el absorbedor, se modificó el diagrama inicial de conexiones y tuberías, quedando en esta instancia el diagrama de la Fig. 3.3.1.3, los

cambios al diagrama inicial fueron para mejorar la operación y el desempeño del sistema, las modificaciones fueron las siguientes:

- Cambio de posición de las aspas del absorbedor.
- Giro en la posición del generador.
- Acoplamiento del rectificador, para trabajar el sistema a futuro con la mezcla amoníaco-agua.
- Eliminación del economizador de doble tubo, colocando en su lugar un intercambiador de calor de placas.
- Instalación del medidor de flujo “Coriolis” de tal forma que con un juego de válvulas pueda realizar mediciones para las líneas de flujo de solución concentrada y solución diluída, y a la vez, poderlo desmontar en cualquier momento.

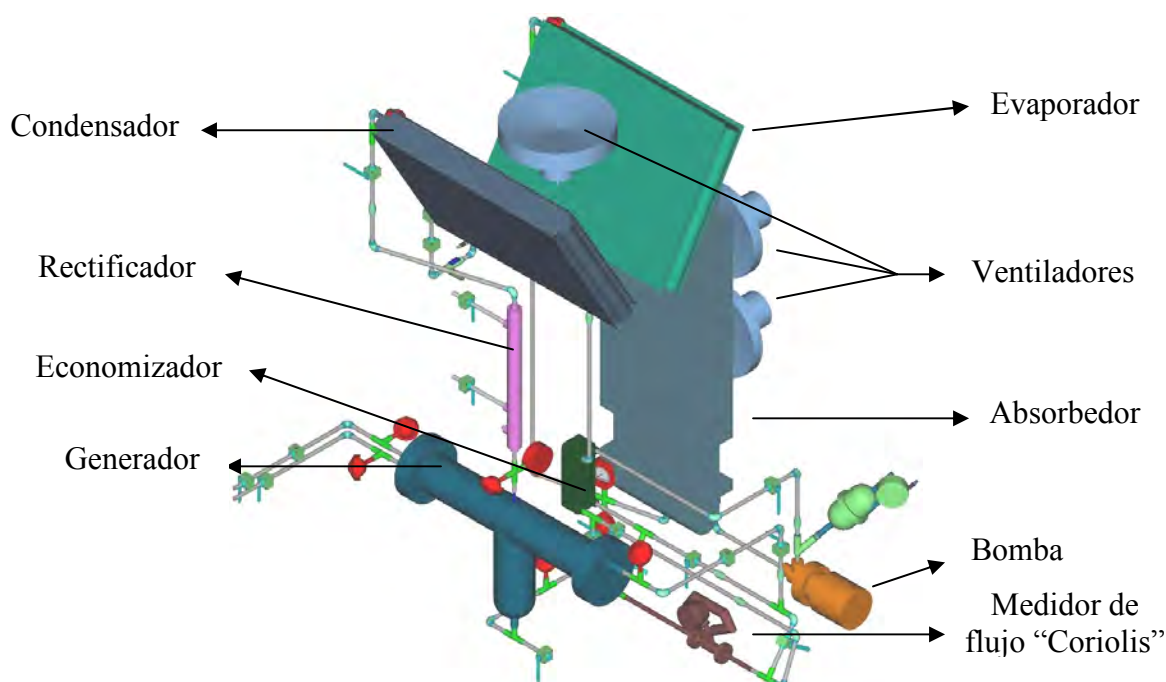


Fig. 3.3.1.3. Diagrama inicial del sistema de absorción trabajando con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

Con el diagrama concluido, se tenían establecidos los puntos de medición (tanto de temperatura, presión y flujos) en el generador y absorbedor y seleccionados los tipos de instrumentos de medición a utilizar para poder establecer los lazos de control del equipo, y con esto, poder monitorear y registrar las variables.

Primeramente se colocó la tubería que une a los diferentes componentes del sistema de refrigeración. Se instaló el intercambiador de calor de placas fijándolo en una base para colocarle el aislamiento y fijarlo al piso, continuando con la unión entre las diferentes componentes. El diagrama propuesto anteriormente sufrió cambios de posición de tuberías, quedando al final el diagrama de la Fig 3.2.1(a). En la sección 3.8.2 se presenta un diagrama esquemático con la posición final de los instrumentos de medición.

3.3.2 Instrumentación y calibración de instrumentos de medición

Se realizó la calibración de los medidores seleccionados de temperatura y de presión, con el objetivo de validar la respuesta de los sensores que se emplearán en el sistema de

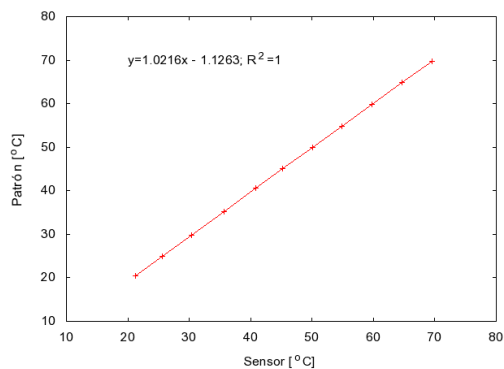
absorción. El procedimiento de calibración involucró una comparación de los instrumentos con respecto a un estándar primario con una exactitud mayor que la del instrumento que va a calibrarse.

Los sensores de temperatura seleccionados son del tipo RTD PT-100 de 2 hilos, están fabricados en acero inoxidable 316, tienen conector hexagonal y rosca NPT para acoplarlos con facilidad en la tubería de acero al carbón, para la tubería donde circula solución se utilizan 1/2" y para la parte de vapor se usa 3/4", en ambos casos el diámetro del bulbo es de 3/16" y 3/4" de longitud, estos sensores tienen un rango de medición de temperaturas de -180° C hasta 520° C y su presión de trabajo es de hasta 50 bar, tienen un tiempo de respuesta de 0.3 s y una precisión de $\pm 0.2^\circ$ C de la medición.

La calibración de los sensores de temperatura se realizó utilizando como patrón un sensor de temperatura tipo termistor, modelo YSI CZ-12, fabricado en acero inoxidable 316, tiene una longitud de 4.5" y un conector de 1/8" con rosca NPT, tiene un rango de medición de 0 a 150° C y una precisión de $\pm 0.1^\circ$ C, tiene un tiempo de respuesta de 0.34 s . Los sensores de temperatura se sumergieron en un baño térmico junto con el patrón cuidando que los sensores no se tocaran entre si, el agua se calentó mediante una resistencia eléctrica, y se hacía circular el agua con una pequeña bomba, la Fig.3.3.2.1(a) muestra el baño térmico utilizado para la calibración.



(a)



(b)

Fig. 3.3.2.1 (a) Uso del baño térmico para la calibración de termopares (b) Regresión lineal para un sensor de temperatura.

Para calibrar los sensores se hicieron mediciones desde una temperatura cercana a los 0 °C y con variaciones de 5°C hasta los 70°C. Para cada temperatura se tomaron 30 lecturas y se promediaron; después se compararon los promedios de medición de los sensores con los del patrón y al graficar se esperaban tendencias lineales en todos los sensores, se calcularon las ecuaciones de regresión lineal, las cuales se introdujeron en programa de adquisición de datos para la corrección de las temperaturas en los sensores. Como la respuesta en todos los sensores fue lineal, para temperaturas que esta un poco fuera del rango de calibración, se consideró que la respuesta es continua con la tendencia que presentó. En la Fig. 3.3.2.1(b) se muestra a manera de ejemplo, el gráfico de calibración de una de los sensores de temperatura y su ecuación de regresión. Para la línea de aceite térmico a la entrada y a la salida se utilizaron termistores como los utilizados como patrón. Las ecuaciones de regresión para todos los sensores y su ubicación final en el sistema de refrigeración por absorción se muestran en la Tabla 3.3.2.1.

Los transductores de presión son de la marca Cole-Parmer, modelo CPI68848-14, pueden medir en un rango de 0 hasta 30 bar (0 a 500 psi) y operan a temperaturas desde -40 °C hasta 100 °C, tienen una exactitud de $\pm 1\%$ de la medición, las conexiones son de 1/4" con rosca NPT macho fabricadas en acero inoxidable 316, estos sensores entregan una señal de salida de 4 a 20 mA y requieren una alimentación de 8 a 30 VCD. Debido a que estos sensores entregan una señal de corriente se conectaron resistencias eléctricas de alta precisión para obtener una señal de voltaje, en la Fig. 3.3.2.2 se muestra un diagrama de su conexión. La Tabla 3.3.2.2 muestra los valores de las resistencias usadas para cada uno de los sensores calibrados.

Tabla 3.3.2.1. Ecuaciones de regresión de los sensores de temperatura.

Ecuación	Ubicación
$y=1.0186x-0.8859$	Generador, entrada de solución concentrada
$y=1.0216x-1.1263$	Generador, salida de vapor de NH ₃
$y=1.0235x-0.8875$	Generador, salida de solución diluida
$y=1.0200x-0.8696$	Condensador, entrada de vapor de NH ₃
$y=1.0216x-1.2566$	Evaporador, entrada de NH ₃ líquido
$y=1.0178x-0.8665$	Evaporador, salida de vapor de NH ₃
$y=1.0176x-0.6222$	Absorbedor, entrada de vapor NH ₃
$y=1.0211x-1.1426$	Absorbedor, entrada de solución diluida
$y=1.0231x-1.1361$	Absorbedor, salida de solución concentrada
$y=x$	Generador, entrada de aceite (termistor)
$y=x$	Generador, salida de aceite (termistor)
$y=1.0231x-1.2111$	Ambiente

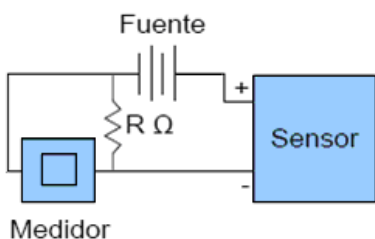


Fig. 3.3.2.2 Diagrama de conexión del transductor de presión.

Tabla 3.3.2.2. Resistencias usadas para los transductores de presión.

1	326 Ω
2	325 Ω
3	324 Ω
4	325 Ω

Para la calibración de los sensores de presión, se utilizó como patrón un transductor de la marca Endress Hauser modelo KV-50, el cual puede medir en un rango de 0 hasta 50 bar y tiene una exactitud de ± 0.1 bar. El patrón también requirió de una ecuación para transformar su señal de salida de corriente a presión, esta ecuación fue proporcionada por el fabricante ($y=2500x-10$). Para la calibración se utilizó el sistema mostrado en la Fig. 3.3.2.3(a), en el cual se montaron los 4 sensores y el patrón, para la alimentación se utilizó una fuente de 12 VCD. El sistema fue presurizado mediante nitrógeno provisto por un tanque con regulador y válvula de control.

La calibración se realizó tomando 30 mediciones cada 1.5 bar aproximadamente hasta llegar a la presión de 20 bar, todos los sensores y el patrón fueron conectados al sistema de adquisición de datos para tomar las mediciones y de la misma forma que con los sensores de temperatura se calcularon sus regresiones lineales para cada sensor comparándolos con el patrón. La Fig. 3.3.2.3(b) muestra a manera de ejemplo, una de

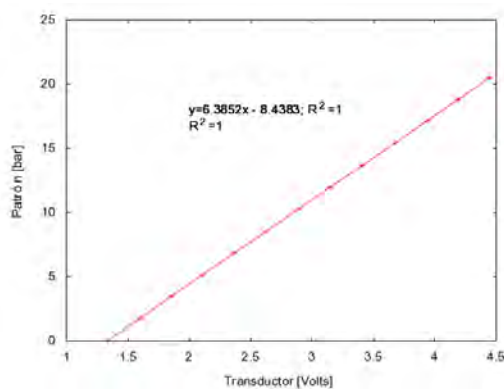
las gráficas obtenidas en la calibración de los transductores de presión y su ecuación de regresión. Las ecuaciones obtenidas en la calibración de los sensores y su ubicación final en el sistema de refrigeración por absorción se muestran en la Tabla 3.3.2.3.

Tabla 3.3.2.3. Ecuaciones de regresión para los sensores de presión.

Ecuación	Ubicación
$y=6.3852x-8.4383$	Absorbedor, salida de solución concentrada
$y=6.5689x-8.7126$	Condensador, entrada de NH ₃
$y=6.2877x-8.2918$	Generador, salida de vapor de NH ₃
$y=6.6137x-8.6378$	Absorbedor, entrada de vapor NH ₃



(a)



(b)

Fig. 3.3.2.3 Sistema para calibración de sensores de presión (b) regresión lineal para un sensor de presión.

En el sistema de refrigeración por absorción se utilizaron 3 sensores de flujo de 2 diferentes tipos. Para el flujo másico y la densidad de la solución (concentrada o diluída) se utilizó un sensor de flujo y densímetro de efecto “Coriolis” de la marca Micromotion Elite, modelo CMF025M313NRAUSZZZ, el cual puede medir en un rango de flujo de 0 a 30 kg/min (de 0 a 0.5 kg/s), Este sensor no requiere de calibración para su uso, y el fabricante proporciona las siguientes ecuaciones para convertir la señal de salida de corriente en flujo másico (kg/min): $y=1562.5x-6.25$ y la señal de salida de corriente en densidad: $y=312500x-1250$. Para medir el flujo de refrigerante que entra al evaporador se utilizó otro sensor de flujo y densímetro de efecto “Coriolis”, pero con un rango de flujo de 0 a 20 kg/min (de 0 a 0.33 kg/s) y una ecuación para convertir la señal de salida de corriente en flujo másico (kg/min): $y=254.09x-0.9384$. Ambos tienen una exactitud de $\pm 0.1\%$ de la medición a temperaturas de hasta 160°C , están fabricados en acero inoxidable 316, la conexión se realiza con bridas ANSI-150 con rosca de $\frac{1}{2}$ ” NPT, los sensores entregan dos señales de salida de 4 a 20 mA (una de flujo y la otra de densidad) y requiere de una alimentación de 10 a 30 VCD o de 120 VCA.

Para medir el flujo de aceite se utilizó un sensor de flujo de efecto “Coriolis” de la marca Micromotion, modelo R0503113NABASZZZ, el cual puede medir en un rango de flujo de 0 a 30 kg/min (de 0 a 0.5 kg/s), con una exactitud de $\pm 0.1\%$ de la medición a temperaturas de hasta 160°C , esta fabricado en acero inoxidable 316, la conexión se realiza con bridas ANSI-150 con rosca de $\frac{1}{2}$ ” NPT, el sensor entrega una señal de salida de 4 a 20 mA y requiere de una alimentación de 10 a 30 VCD y de 120 VCA. Este sensor no requiere de calibración para su uso, y el fabricante proporciona las siguientes

ecuaciones para convertir la señal de salida de corriente en flujo másico (kg/min): $y=4250x-17$

Una vez que se tienen los instrumentos calibrados, se procedió a colocarlos en el sistema de refrigeración, quedando el sistema como se ve en la Fig. 3.3.2.4. Se continuó con la instalación eléctrica para la bomba, variadores de frecuencia y fuente de alimentación para los sensores que requieren un voltaje de corriente directa y finalmente, la conexión de cables hacia el sistema de adquisición de datos, para dar paso a la prueba de fugas



Fig. 3.3.2.4 Sistema de refrigeración, con instrumentos de medición.

3.4 Prueba de fugas

Para realizar la prueba de fuga, primero se introduce vapor de amoníaco al interior del sistema, aproximadamente a 2 bar, seguido de aire comprimido hasta alcanzar la presión máxima que nos da el compresor (aproximadamente 8 bars), y finalmente se introduce nitrógeno hasta alcanzar la presión deseada. Ya con presión en el interior del sistema y con ayuda de mechas de azufre se detectan las fugas de manera visual, de tal forma que cuando hay una fuga, el vapor de amoníaco dentro del sistema sale al exterior reaccionando con el vapor de azufre de la mecha, produciendo humo blanco y así se puede localizar la fuga. Una vez localizada, se procede a corregirla, verificando que la presión inicial no variara en un lapso de 12 horas.

3.5 Subsistema de aceite térmico

Este pequeño sistema tiene el objetivo de suministrar energía térmica al ciclo de refrigeración $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, a través de introducir aceite térmico (Mobil Therm 603) al generador (Fig. 3.5.1a). El subsistema cuenta de un termo tanque de almacenamiento con capacidad de 150 litros de aceite, el cual tiene una resistencia eléctrica de 4 elementos de 24 kW, una bomba de engranes con sellos de alta temperatura, accionada por un motor de velocidad variable de 2 hp marca Baldor, controlado por un inversor de frecuencia marca Yaskawa (Fig 3.5.1b) y un circuito de tuberías de acero galvanizado de $\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal. La temperatura del subsistema se controla automáticamente por medio de un pirómetro digital marca Termacron, conectado a un contacto magnético y a un termopar tipo J. Con el control automático se fija la

temperatura de trabajo y el control se encarga de mantenerla constante durante el periodo de tiempo de la prueba. Para el control de flujo, el subsistema cuenta con una válvula de mariposa y tres de bola, que también se usan para el mantenimiento y drenado del aceite. Además cuenta con un filtro colocado a la succión de la bomba, para evitar el paso de cuerpos sólidos e impurezas. El subsistema en general cuenta con una protección eléctrica por medio de una pastilla termo-magnética.

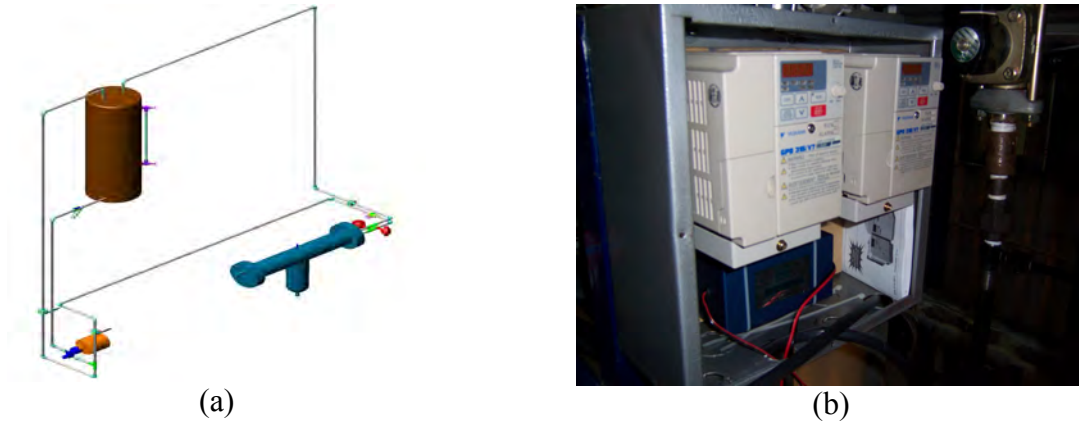


Fig. 3.5.1 (a) Subsistema de aceite térmico (b) Inversores de frecuencia

3.6 Implementación de equipos de control

Para una mejor operación y control de sistema de refrigeración por absorción, trabajando con la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ (LiNO_x), se instalaron tres inversores de frecuencia de la marca Yaskawa (Fig. 3.5.1b), Estos dispositivos se accionan fácilmente de manera manual. Uno controla el flujo de aire de enfriamiento que circula a través del absorbedor, otro para forzar el aire a través del condensador-evaporador, y uno más para el flujo volumétrico de aceite que se suministra al generador.

3.7 Sistema de adquisición de datos

Durante el funcionamiento del prototipo de refrigeración, el sistema de adquisición de datos permite hacer más eficiente el registro, almacenamiento y procesamiento de las variables de los distintos instrumentos de medición instalados en el sistema global. Para realizar el monitoreo de forma automática, se utilizó un adquirente de datos de la marca Agilent, modelo 34970A, el cual tiene una capacidad de soportar hasta 66 instrumentos de medición, en tres tarjetas multiplexoras de 22 canales modelo HP 34901A

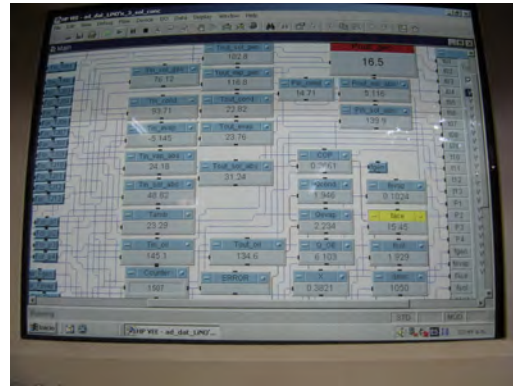
Una computadora de escritorio como controlador del sistema fue conectada al adquirente de datos. Las rutinas para el registro, almacenamiento y procesamiento de las mediciones se desarrollaron con el lenguaje de programación HP Vee Engineering versión 6.0 desarrollado por Hewlet Packard. En la Fig. 3.7.1a se muestran el sistema de adquisición de datos y en la Fig. 3.7.1b se observa la pantalla del arreglo visual de los registros. Este sistema se utilizó también en la calibración de todos los instrumentos de medición.

El programa general de adquisición de datos registra en tiempo real las señales de los siguientes instrumentos:

- 10 sensores de temperatura RTD, tipo PT-100.
- 2 sensores de temperatura tipo termistor.
- 4 sensores de presión, con señal de 4 a 20 mA.
- 3 sensores de flujo, con señal de salida de 4 a 20 mA.
- 1 medidor de densidad, con señal de salida de 4 a 20 mA.



(a)



(b)

Fig. 37.1 (a) Vista del sistema adquirente de datos (b) pantalla de registro de variables.

3.8 Operación del prototipo

Una vez que se tienen todos los instrumentos de medición instalados en el prototipo y no se tiene fuga alguna, el equipo se carga con la solución de trabajo (ver apéndice A) para comenzar a operar el equipo. Las pruebas preliminares realizadas se describen a continuación.

3.8.1 Pruebas preliminares y sensibilización con el prototipo

Antes de operar el prototipo con los elementos integrados, se verificó que los componentes trabajaran adecuadamente. Debido a la inexperiencia que se tenía hasta ese momento con el uso de la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, se iniciaron pruebas experimentales preliminares, con el objetivo de sensibilizarse con el equipo y aprender el procedimiento de arranque, estabilización y paro.

Durante estas pruebas, se tuvieron muchas variaciones en la presión, en la temperatura y en los niveles del generador y absorbedor. Cuando se permitió el paso de solución diluida hacia el absorbedor, por la mirilla del absorbedor se alcanzaba a ver una distribución uniforme en la película descendente (Fig. 3.8.1.1). En el generador, se logró un buen mojado por la parte exterior de los tubos horizontales, y una vez mojados la película se mantuvo aún con un flujo pequeño como se muestra en la Fig. 3.8.1.2 (a) y (b).

Sin embargo, durante estas pruebas no teníamos los valores correctos en los medidores de flujo de turbina en la solución concentrada (los cuales se tenían instalados en un principio), en el amoníaco y en el aceite, por lo tanto, hasta este momento no se pudo hacer un balance de calor y masa. Además, era necesario la instalación de un tubo de nivel en el condensador, para visualizar el amoníaco que se tenía en esta parte y otro más en el evaporador, para conocer si en algún momento se inunda. Por otro lado, la bomba para llevar la solución al generador no tenía la capacidad, provocando que hasta ese momento no se llegara a las condiciones de diseño del sistema de refrigeración, lo que motivo al cambio de bomba por una de potencia mayor.

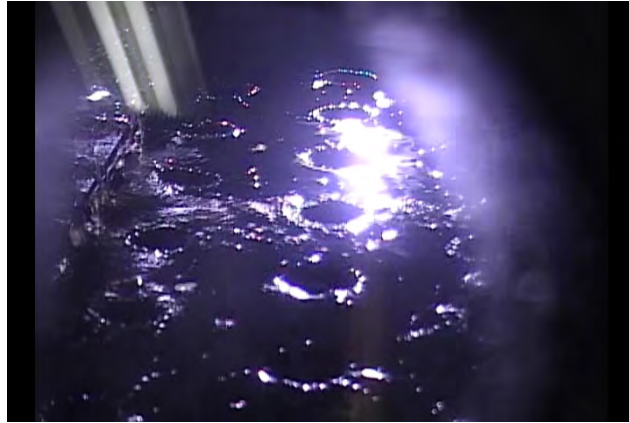


Fig. 3.8.1.1 Vista a través de la mirrilla en el absorbedor

Se llevó a cabo la instalación del tubo de nivel en el condensador, y para realizar un balance de calor en la entrada del generador, se quitaron los medidores de flujo de turbina y se colocó un medidor de flujo del tipo “Coriolis” en la línea de aceite, y otro medidor de flujo tipo “Coriolis” para medir el flujo de amoníaco entre el condensador y evaporador. Se realizaron nuevas pruebas experimentales, cuando se llegó a la estabilidad del equipo, se congeló el exterior de los tubos del evaporador (Fig. 3.8.1.3). Durante estas pruebas el arranque, estabilización y paro del equipo fue estructurado.



(a)



(b)

Fig. 3.8.1.2 Vistas a través de la mirrilla en el generador: (a) Flujo pequeño, (b) Flujo total de la bomba

Cuando se obtuvo la estabilidad, la concentración de la solución se vio afectada, llegando a la conclusión de inyectar una nueva cantidad de amoníaco en el condensador para mantener siempre un nivel de condensado sin afectar la concentración de la mezcla. Se inyectó amoníaco al condensador y se colocaron medidores de temperatura (tipo termistor) en la línea de aceite (debido a la mejor precisión que tienen), para realizar el balance de calor en el generador.

Otra variable que se tomó en cuenta fue la temperatura a la salida del aceite térmico, ya que no debe de pasar de 145°C para no dañar el medidor de flujo de aceite (medidor de “Coriolis”).



Fig. 3.8.1.3 Imagen del hielo en el evaporador durante la estabilización del sistema

Durante estas primeras pruebas, se encontraron los flujos máximos de refrigerante que se genera, a un valor de flujo de entrada de solución en el generador, por ejemplo, con una temperatura de entrada del aceite térmico de 150 °C y un flujo de solución y de aceite de 2.0 y 15.5 kg/min (0.033 y 0.26 kg/s), respectivamente, se genera un flujo de amoníaco de 0.16 a 0.18 kg/min (0.002667 a 0.003 kg/s). Si la temperatura de entrada del aceite baja a 140 °C, el flujo de refrigerante también baja a valores de 0.14 a 0.16 kg/min (0.002333 a 0.002667 kg/s).

También, se realizaron pruebas para conocer el comportamiento de equipo al variar el flujo de solución diluída a la entrada al absorbedor, con el objetivo de absorber una cantidad mayor de amoníaco. Sin embargo, no se lograron los resultados esperados debido a que el absorbedor no es capaz de absorber el amoníaco a flujos de 0.27 kg/min (0.0045 kg/s), con flujos de solución diluída de 4.7 kg/min (0.07833 kg/s), lo cual provoca que la presión en el absorbedor y evaporador (lado de baja presión) comiencen a elevarse y la temperatura de evaporación del amoníaco sea alta (temperaturas por arriba de 10 °C). Cabe señalar que dentro de estas pruebas, el control de los flujos en la solución (concentrada y diluída) se realizaba a través de una válvula de aguja que se encuentra entre el absorbedor y el generador, lo cual resultaba complicado al hacerse manualmente, ya que con una pequeña variación en la válvula, se puede perder el equilibrio del equipo fácilmente por los cambios bruscos de presión. Actualmente, el control de flujos se realiza por medio de la bomba de solución mediante la perilla de descarga, lo que da como resultado una forma más sencilla de controlar los flujos y niveles del equipo.

Todo lo anterior se llevo a cabo con el objetivo de dejar preparado el equipo para realizar pruebas experimentales formales.

3.8.2 Procedimiento de arranque, estabilización y paro del equipo

Antes de arrancar se tiene el equipo en las siguientes condiciones (ver Fig. 3.8.2.1 para la numeración):

- Todos los componentes del equipo se encuentran a temperatura ambiente.

- El generador se encuentra aislado por las válvulas 1, 7, 15 y válvula de expansión 2.
- El condensador se aísla por las válvulas 1 y por la válvula de expansión 1, la válvula 2 y 3 se deja abierta.
- La tubería entre el evaporador y absorbedor se encuentra abierta (válvulas 4 y 5), y estos dos componentes se encuentran separados del generador y condensador por las válvulas 6, 8 y la válvula de expansión 1, que se encuentran cerradas.
- La mayor cantidad de solución de la mezcla de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ se encuentra en el tanque de almacenamiento del absorbedor. Esto se consigue al realizar el paro del equipo, o en la carga del equipo con la mezcla de trabajo.

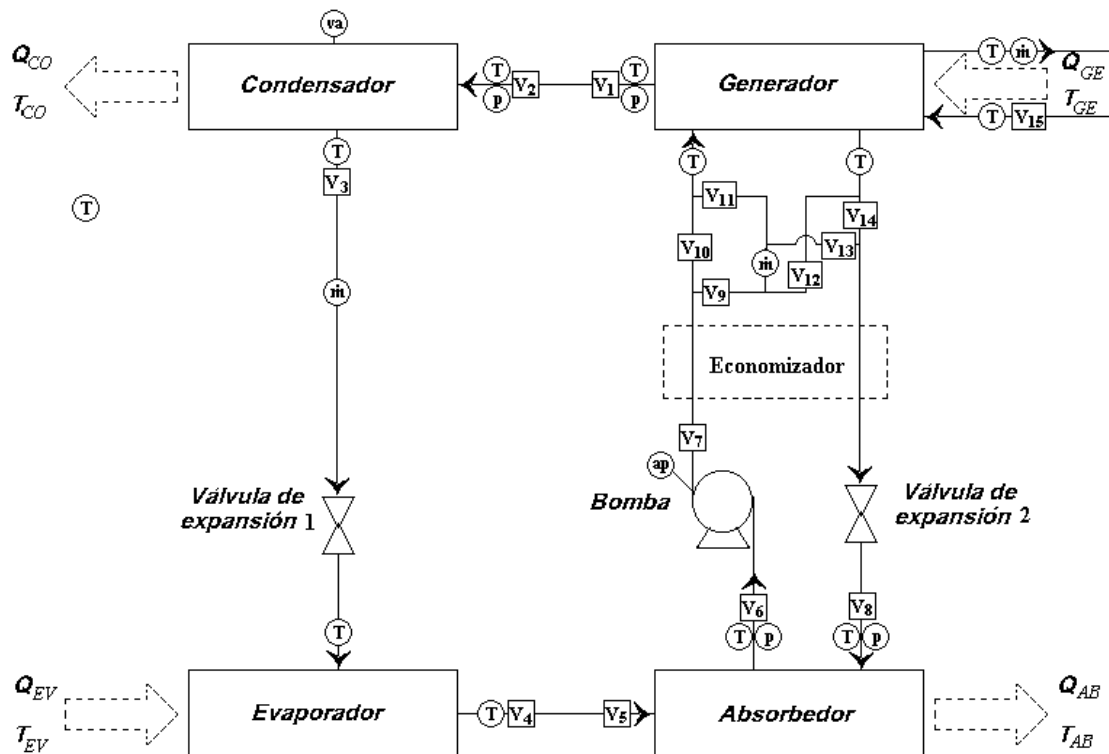


Fig. 3.8.2.1 Diagrama esquemático del prototipo de absorción LiNO_3 del CIE-UNAM

Para medir el flujo másico y la conocer la concentración de la solución que pasa del generador al absorbedor, o viceversa, se tiene un juego de válvulas de tal forma que permita medir uno u otro. Sí se quiere medir la solución que pasa del absorbedor al generador, se abren las válvulas 9,11 y 14, y se cierran la 10, 12 y 13. Para medir el flujo del generador al absorbedor, las válvulas 10,12 y 13 permanecen abiertas, mientras que la 9, 11 y 14 están cerradas. El cambio de estas válvulas durante la prueba hace que el equipo salga de la estabilización.

3.8.2.1 Metodología de arranque del equipo de refrigeración

Se calienta el aceite térmico hasta que alcance la temperatura de trabajo. Mientras se calienta el aceite térmico se revisa que el programa de adquisición de datos funcione correctamente, así como los instrumentos de medición del equipo. Se cambia el nombre del archivo donde se almacenan los datos colocando la fecha de trabajo.

Una vez que el aceite alcanza la temperatura de trabajo se comienza a pasar aceite térmico a través del generador, abriendo la válvula 15. Esta acción tiene el fin de elevar

la presión y temperatura del vapor de amoníaco que se encuentra presente en el componente.

La válvula que separa el generador del condensador (válvula 1) se abre una vez que la presión de los dos componentes se iguala. Al arranque el condensador contiene amoníaco puro por lo que su presión es mayor que la del generador, el cual contiene solución de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

Al alcanzar una presión de 6 bar o superior en el generador, se abre la válvula 7 y se enciende la bomba de solución. Con esta acción empieza a circular la mezcla de trabajo entre el generador y el absorbedor. El flujo de solución entre estos componentes se controla por medio de la bomba de solución. Es recomendable un flujo inicial alto de la bomba para que alcance a mojar todos los tubos del generador. En este punto los tubos horizontales del generador se encuentran ya calientes, debido a la circulación del aceite, y rápidamente empieza a separarse el amoníaco de la mezcla. Después se abre la válvula de expansión 2 para reenviar solución diluida en amoníaco al absorbedor, el flujo se regula con la válvula de expansión entre el generador y el absorbedor, la válvula de expansión debe fijarse con un flujo de solución de acuerdo a condiciones de trabajo que se deseen, además debe distribuir solución suficiente entre todos los tubos del absorbedor. Es importante tener una diferencia de presión alta, entre el absorbedor y el generador, para poder enviar la mezcla diluida al absorbedor. El absorbedor es un componente crítico y no debe quedarse sin solución en su tanque de almacenamiento, para evitar que la bomba cavite. También en este punto se encienden los ventiladores del absorbedor para remover calor de la mezcla. En las pruebas realizadas se cuenta en el absorbedor con dos ventiladores de 1 hp, se utiliza un variador de frecuencia para controlar el flujo de aire del absorbedor, la frecuencia varía de 0 a 60 Hz, y la frecuencia utilizada es de 10 Hz.

Con la recirculación de mezcla entre el absorbedor y generador rápidamente comenzará a subir la presión y con esto la temperatura. Se debe esperar a que la temperatura de entrada al condensador sea mayor a la temperatura ambiente para poder condensarlo. Alrededor de 12 bar se enciende el ventilador del condensador- evaporador. Se debe mantener un flujo bajo de aire, el motor es de 1 hp y la frecuencia del variador se pone a 10 Hz. Un flujo bajo permite al equipo alcanzar la presión de trabajo de 15 a 17 bar aproximadamente, dependiendo de las condiciones de trabajo que se deseen. Una vez que se alcance la presión de trabajo, la frecuencia del ventilador del condensador se coloca entre 15 a 30 Hz, dependiendo las condiciones de operación.

Una vez que se tenga suficiente condensado se abre la válvula de expansión 1 para comenzar a pasar amoníaco al evaporador y producir el efecto refrigerante. La válvula de expansión 1, entre el condensador y el evaporador, debe proporcionar un flujo de refrigerante que permita mantener la capacidad de refrigeración fijada en el equipo. La capacidad de refrigeración y la temperatura del evaporador dependen de las condiciones de operación que se deseen, posteriormente el vapor de amoníaco es absorbido en el absorbedor.

3.8.2.2 Estabilización del equipo de refrigeración

El flujo de la mezcla de trabajo entre el generador y absorbedor se controla mediante la válvula de expansión 1 y la bomba de solución que unen a estos dos componentes.

De las pruebas realizadas experimentalmente se ajusta primero la válvula de expansión 1 (o válvula de aguja), con la cual regulamos el flujo de mezcla que entra al absorbedor. Este flujo debe ser capaz de distribuir solución a todos los tubos del absorbedor. Una vez ajustado el flujo de entrada al absorbedor, se ajusta la bomba de solución para enviar solución al generador. El flujo de la bomba de solución se obtiene por medidores de niveles del absorbedor y generador, se busca que el nivel del absorbedor esté a la mitad del tanque de almacenamiento. El flujo de la bomba de solución debe mantener los niveles constantes o hacer que su variación sea muy lenta.

La presión en el condensador se regula principalmente con el ventilador de este componente, pero también se puede regular con el flujo de aceite térmico que circula a través del generador. El flujo de refrigerante depende de la capacidad del condensador para condensar amoniaco.

El absorbedor es un componente crítico y está escaso de área. Con flujos grandes de refrigerante, se eleva la presión y la temperatura del evaporador. El absorbedor no es capaz de absorber todo el amoniaco que se evapora, por lo que es la limitante del equipo.

3.8.2.3 *Paro del equipo de refrigeración*

Lo primero que se hace es desactivar la resistencia para calentamiento del aceite y suspender el flujo de éste en el generador. Se apaga la bomba de aceite térmico y se cierra la válvula 15. Después el ventilador del condensador se pone a funcionar a la máxima potencia para reducir la presión en el condensador y generador. El ventilador se apaga cuando la presión del equipo alcanza los 12 bar. Cerca de los 12 bar se cierra la válvula de expansión 1, se apaga la bomba de solución y después de esto se cierran las válvulas 7 y válvula de expansión 2, para separar el lado de alta y baja presión. Es importante en este punto dejar la mayor cantidad de solución de la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ en el tanque de almacenamiento del absorbedor.

La tubería que une al evaporador con el absorbedor se mantiene abierta para absorber la mayor cantidad posible de amoniaco presente en los dos componentes. Esto corresponde a las válvulas 4 y 5. La válvula que une al condensador con generador, válvula 1, se cierra cuando el equipo alcanza una presión entre 8 a 10 bar. Esto se hace con el fin de mantener la solución que queda en generador pobre en amoniaco. En el condensador quedará atrapado amoniaco con el cual se pondrá en funcionamiento nuevamente el equipo.

Una vez aislados los componentes, se apaga el ventilador del absorbedor. En este punto se detiene el programa de adquisición de datos.

3.9 Desarrollo de pruebas experimentales

La caracterización y evaluación experimental del sistema LiNO_x , consistió en realizar pruebas para conocer el comportamiento termodinámico del prototipo. Tomando en cuenta como condiciones de trabajo iniciales los valores obtenidos por Llamas *et al.* en 2007. Éstos resultados fueron usados para conocer los valores de flujo másico, presiones, temperaturas y concentraciones de la solución de los diferentes lazos del

sistema. En las pruebas experimentales, una vez que el sistema ha alcanzado el estado estable, la secuencia de ajuste de variables se iniciaba.

El registro y almacenamiento de estas variables fue llevado a cabo cada 5 s con el sistema de adquisición de datos descrito anteriormente y una computadora personal. Finalmente, a través de la medición de la densidad y temperatura de la solución a la entrada del generador, la concentración de entrada es calculada con las ecuaciones de las propiedades termofísicas dadas por Libotean *et al.* en 2007 y 2008 [Libotean *et al.*, 2007; Libotean *et al.*, 2008].

Las pruebas experimentales presentaron las siguientes condiciones: flujo másico de entrada de aceite térmico por debajo de lo esperado, esto es, un flujo de entrada alrededor de 0.25 kg/s en lugar del valor de diseño de 0.84 kg/s. Durante la experimentación, no se tuvo una medición correcta de la presión en el lado de baja presión del sistema, debido a que la lectura del transductor de presión es afectada por los variadores de frecuencia, teniendo solo una referencia a través de un manómetro de carátula por donde se observó una mayor presión en comparación al valor de diseño, esto es consecuencia de una baja absorción en el absorbedor, lo cual incrementa la presión de evaporación al no ser absorbido el vapor de NH₃ y como consecuencia, la capacidad de enfriamiento de diseño no se alcanzó, ni la concentración de la solución a la salida del absorbedor. Lo anterior limitó la capacidad de enfriamiento del prototipo y como consecuencia, el prototipo trabajó bien, pero por debajo de las condiciones de diseño.

Una vez determinada la metodología de arranque, estabilización y paro del equipo, se decidió hacer pruebas al cambiar diferentes variables. Los dos casos estudiados fueron con dos pruebas experimentales. El primer caso fue cuando se probó el equipo al variar el flujo de amoníaco a la entrada del evaporador, con el objetivo de tener diferentes valores de temperatura, variando desde una temperatura por debajo de -10 °C hasta una temperatura por arriba de los 10 °C, con intervalos de cada 5 °C (caso 1). El segundo caso fue cuando la temperatura de entrada del aceite térmico al generador se varió, iniciando con una temperatura un poco arriba de los 150 °C y se fue bajando hasta llegar a una temperatura de cercana a los 100 °C en intervalos aproximados de 10 °C (caso 2).

En la Fig. 3.9.1 (a) y (b) se muestran las condiciones de entrada de los flujos de solución de entrada al generador (solución concentrada y de aceite térmico) y el flujo de entrada de NH₃ al evaporador, para ambos casos estudiados. Los valores en el flujo de amoníaco a lo largo de la prueba (caso 1) tienen una tendencia a la alta, debido a que para mantener una mayor temperatura en el evaporador, se inyectó una mayor cantidad de NH₃ que nos permitiera saturarlo para tener una mayor presión en el lado de baja presión. Conjuntamente, se ve claramente un aumento en el flujo de aceite térmico, el cual fue necesario para generar una mayor cantidad de amoníaco. El flujo de solución de entrada al generador ($\dot{m}_{GE,in,sol}$) tiene tres cambios notorios, se deben a un cambio manual para tener una mayor o menor cantidad de amoníaco de entrada en generador, para poder generar en mayor o menor cantidad. Para el caso 2, se observan disminuciones en los flujos de entrada de solución ($\dot{m}_{GE,in,sol}$) y de amoníaco generado (\dot{m}_{GE,in,NH_3}), debido a la variación a la baja de la temperatura de entrada del aceite térmico al generador, el flujo de amoníaco a la baja es como consecuencia directa de la

temperatura de generación. Los cambios a la baja en la temperatura de entrada de aceite térmico requieren de menos recirculación en la solución concentrada y diluída entre el generador debido a los cambios de presión. El flujo de aceite en el caso 2 tiene una tendencia al alza debido a que la bomba trabajó a toda su capacidad, y puede mandar un mayor flujo porque la densidad y la viscosidad del aceite cambian debido a los cambios en la temperatura. En ambas gráficas, se nota las variaciones en los datos medidos en el interior del equipo, estas variaciones se deben al funcionamiento de la bomba de solución, y que el amortiguador de pulsos no logro atenuar los pulsos completamente, y el medidor de flujo “Coriolis” los registró a una frecuencia no constante.

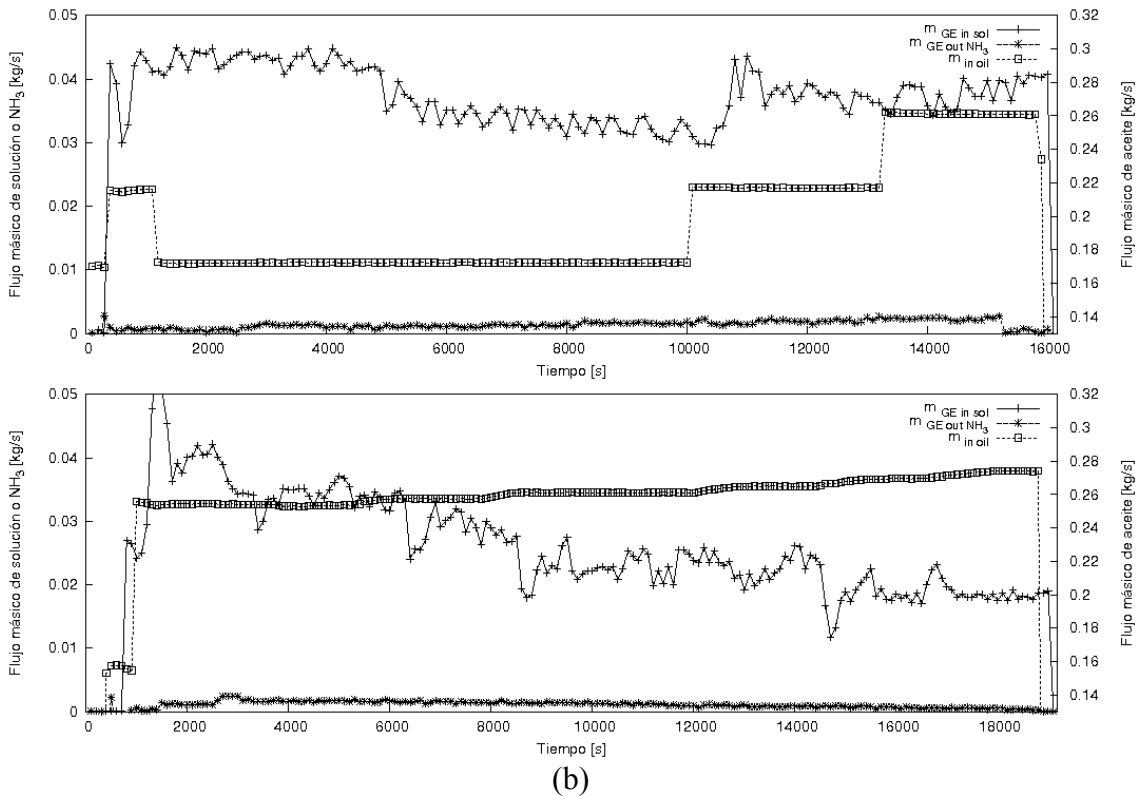
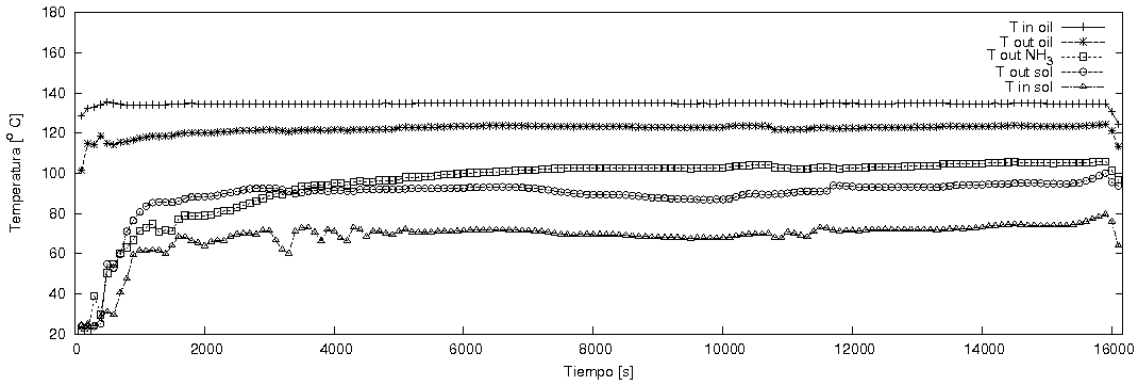


Fig. 3.9.1 Perfil de los flujos de entrada de solución al generador y flujo de salida de NH_3 del generador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico

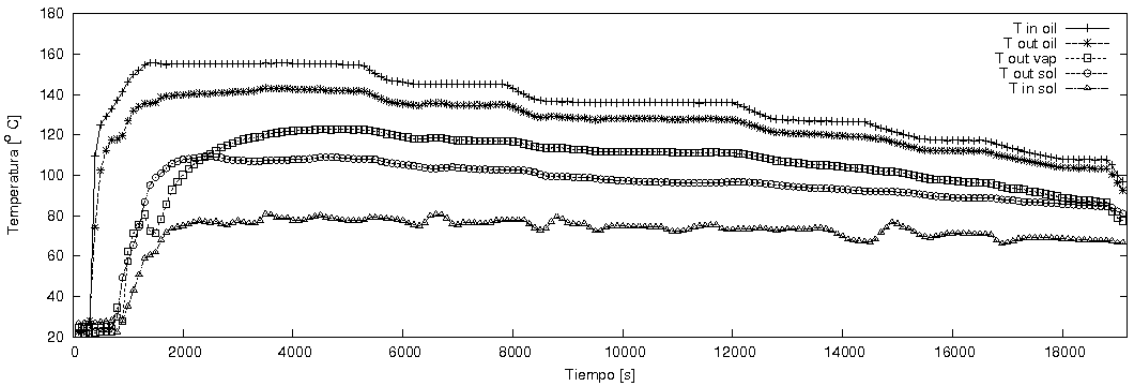
La Fig. 3.9.2 muestra los perfiles de temperatura medidos en el generador, desde el inicio hasta el final de las dos pruebas experimentales. La figura muestra que el sistema tiene un periodo de estabilización aproximadamente de 0 a 1500 s para la Fig. 3.9.2a y de 500 a 2000 s para la Fig. 3.9.2b. Cuando el sistema esta estable, la temperatura de entrada del aceite térmico tiene un comportamiento constante en la Fig. 3.9.1a (caso 1). En la Fig. 3.9.1b (caso 2), la temperatura de entrada de aceite térmico inicia por arriba de los 150°C y comienza a disminuir en intervalos de 10°C aproximadamente, hasta alcanzar una temperatura alrededor de los 110°C .

Los perfiles de temperatura en el condensador se muestran en la Fig. 3.9.3. Al inicio de ambas pruebas se nota que la temperatura de entrada tiene una relación directa con el flujo de refrigerante y con la temperatura con la que viene del generador, ya que éste calienta el cuerpo del condensador. Para el caso 1 se observa que la temperatura de entrada tiene un incremento debido a que a la entrada del condensador se tiene un aumento en el flujo de amoniaco. En el caso 2 se tiene un decremento en la temperatura,

ya que pasa lo contrario al caso 1 y la temperatura con la que sale del generador es menor. Otra observación es que la temperatura a la salida del condensador se comporta de una manera similar a la temperatura ambiente, lo que da como resultado que el condensador esta sobredimensionado.



(a)



(b)

Fig. 3.9.2 Perfiles de temperatura en el generador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico

Entre las figuras 3.9.2 y 3.9.3 se puede observar una diferencia de temperatura de aproximadamente 10°C entre la temperatura de salida del vapor de amoníaco en el generador y la temperatura de entrada de refrigerante en el condensado. Esta pérdida de temperatura ocurre en la tubería que comunica a estos dos componentes, lo que nos lleva a pensar que todo el amoníaco generado no llega al condensador. Lo anterior nos da como resultado preliminar que es necesario acortar la distancia en esta línea y de ser posible cambiar de posición ambos componentes, de tal forma que el condensador se encuentre a una altura por debajo del generador, para aprovechar todo el amoníaco generado.

En la Fig. 3.9.4 se muestran las gráficas de las temperaturas del evaporador. En ambas pruebas, inicialmente la válvula de expansión se mantiene cerrada, cuando se deja pasar un flujo pequeño de amoníaco, la temperatura de entrada al evaporador se reduce y está se incrementa conforme la presión del sistema aumenta (el evaporador se llena de vapor de refrigerante). En la Fig. 3.9.4(a) (caso 1) después de alcanzar la estabilidad, se varió el flujo de amoníaco a la entrada del evaporador (Fig. 3.9.2a), la temperatura se cambió desde una temperatura por debajo de -10°C hasta una temperatura por arriba de los 10°C , con intervalos de 5°C , lo que provocó un aumento en la presión en el lado de baja presión, debido a que el amoníaco que se manda al absorbedor no es absorbido en su

totalidad por la solución diluída (solución en forma de película descendente en el cuerpo del absorbedor). Se nota también que es difícil mantener una temperatura constante debido a los cambios en la presión. En el caso 2 (Fig. 3.9.4 b), La temperatura de entrada se mantiene a valores por debajo de 0°C. Conforme transcurrió la prueba, la temperatura del evaporador disminuyó a causa del menor flujo de refrigerante de entrada al evaporador (la presión disminuye a la vez) y por consecuencia, se obtiene una menor capacidad de refrigeración. Con flujos de 0.1 kg/min (0.001667 kg/s) o menores podemos mantener la temperatura del evaporador por debajo de los 0 °C. Por otro lado, la temperatura a la salida del evaporador se comporta de una manera similar a la temperatura ambiente, lo que da como resultado que el evaporador esta sobredimensionado.

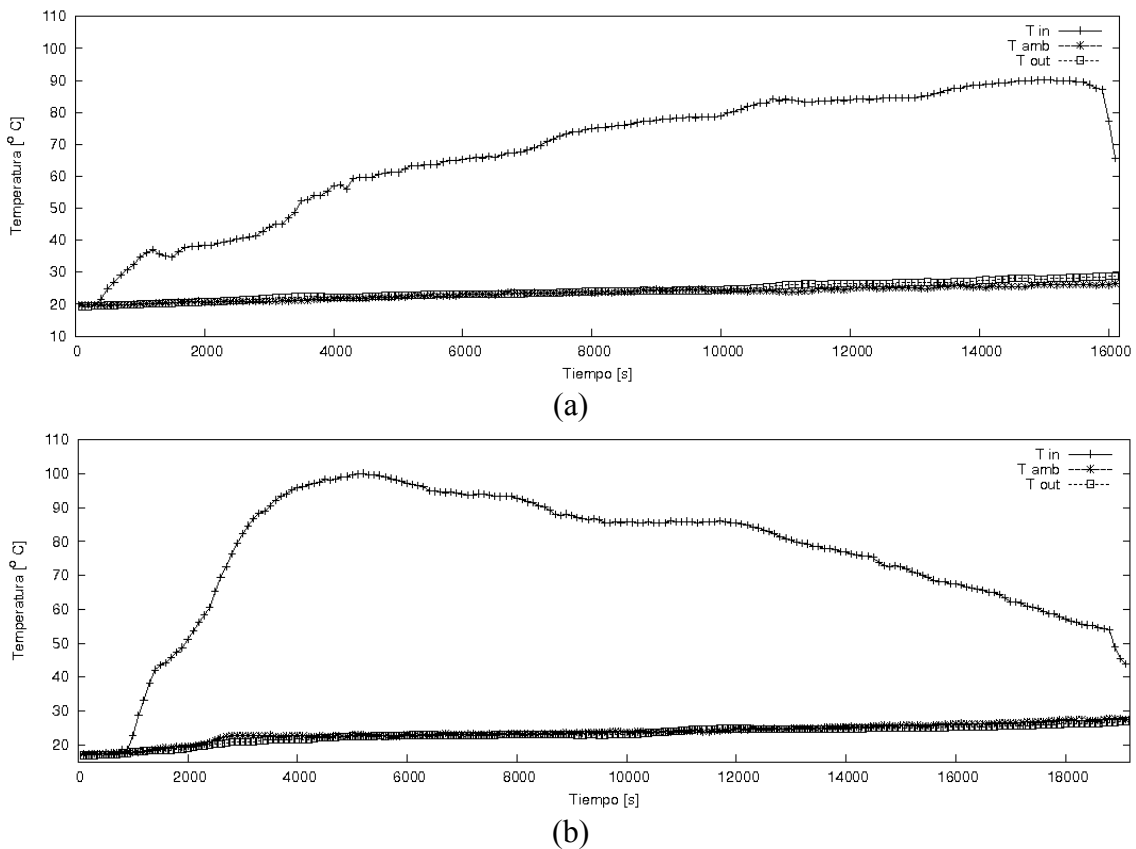


Fig. 3.9.3 Perfiles de temperatura en el condensador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico

En la Fig. 3.9.5 se muestran las temperaturas del absorbedor. En ambos casos, la temperatura de entrada de solución tiene un comportamiento dependiente de los flujos de entrada al absorbedor y de salida del generador, debido a un mayor o menor intercambio de calor en el economizador. La temperatura de salida tiene un comportamiento dependiente de la temperatura de entrada, solo que atenúa cualquier pico que se presenta a la entrada.

La Fig. 3.9.6 presenta la presión manométrica que se registró en el lado de alta presión y la concentración de la solución concentrada en refrigerante. En el sistema de refrigeración por absorción se tienen dos concentraciones diferentes: la solución concentrada o rica en refrigerante (solución de entrada al generador o salida del absorbedor) y solución diluída o pobre en refrigerante (solución a la salida del

generador o a la entrada del absorbedor). Si se supone que la solución se encuentra en estado de saturación, a través de la medición de la densidad y la temperatura de la solución a la entrada del generador, la concentración de la solución concentrada es calculada con las ecuaciones de las propiedades termofísicas dadas por Libotean *et al.* de 2008 [Libotean *et al.*, 2008]. Para la concentración de la solución diluída no se pudo calcular hasta el momento debido a que durante la prueba, al hacer el cambio de válvulas para tener datos en la solución diluída, el equipo pierde la estabilidad, por lo tanto, no se tienen datos de la densidad en ese punto.

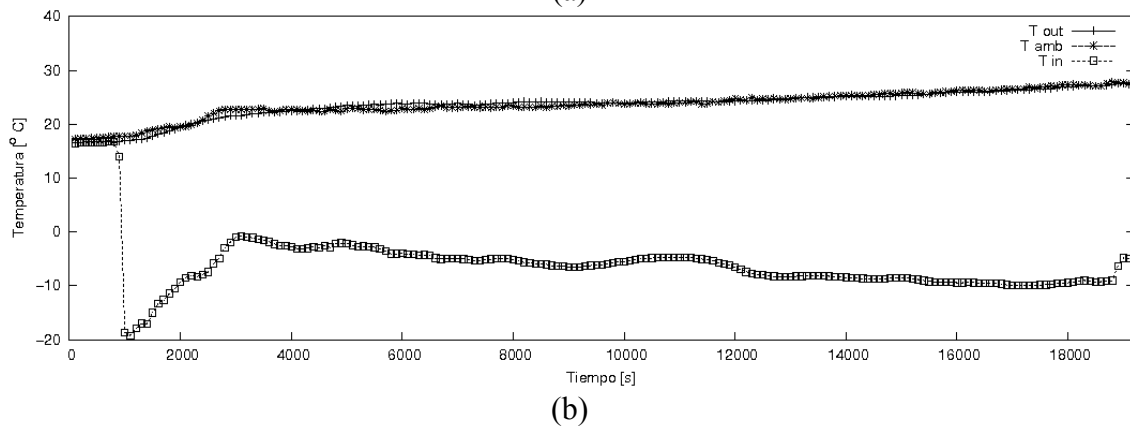
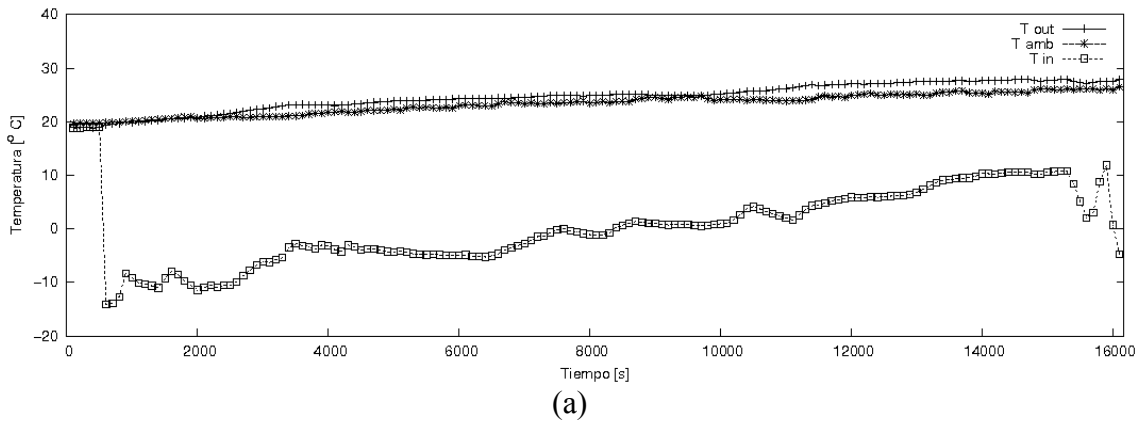
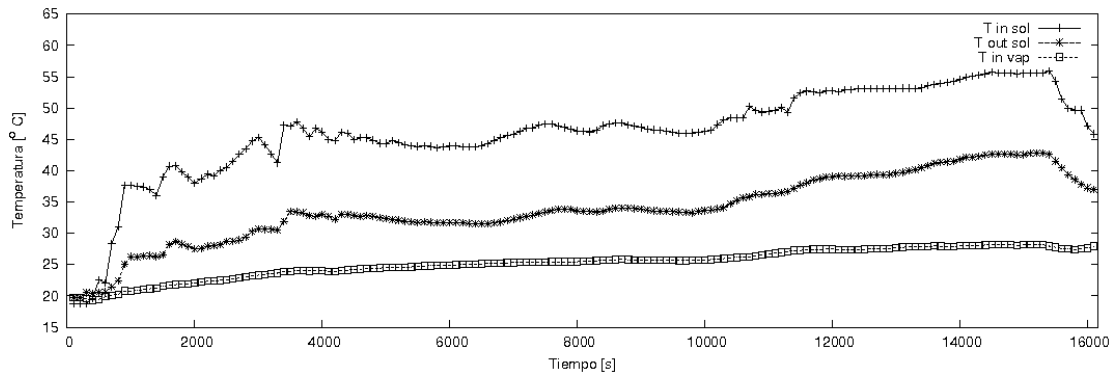
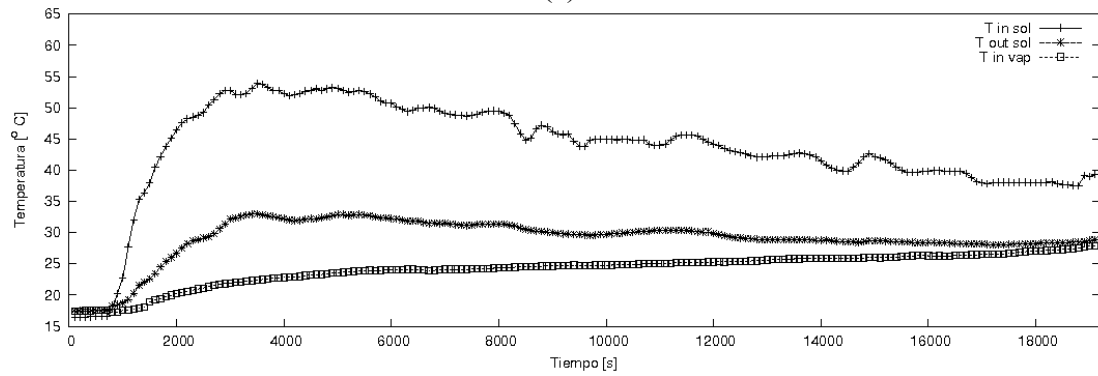


Fig. 3.9.4 Perfil de temperatura del evaporador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico

Los flujos de calor en el evaporador son ilustrados en la Fig. 3.9.7(a) y 3.9.7(b) para el caso 1 y el caso 2 respectivamente. Con los datos del flujo de amoniaco y con las entalpías (entalpías en función de la temperatura) de entrada y de salida del evaporador, se calculó el flujo de calor en el evaporador ($\dot{Q} = \dot{m}\Delta h$). En estas figuras se muestra también los perfiles del flujo de calor en el generador (flujo de calor en el aceite térmico). El flujo de calor absorbido en el generador es calculado a través del flujo másico de entrada, la capacidad calorífica a presión constante y la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida en el aceite térmico ($\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T$). Para el caso 1 el flujo de calor en el evaporador tiene una tendencia a la alza cuando el flujo de amoniaco se incrementa, mientras que el flujo de calor tiene incrementos notorios cuando el flujo de aceite se ve incrementado. En el caso 2, conforme se va disminuyendo la temperatura en el aceite térmico, el flujo de calor en el generador va en decremento. Algo similar ocurre con el flujo de calor en el evaporador al generar cada vez menos cantidad de vapor de amoniaco.

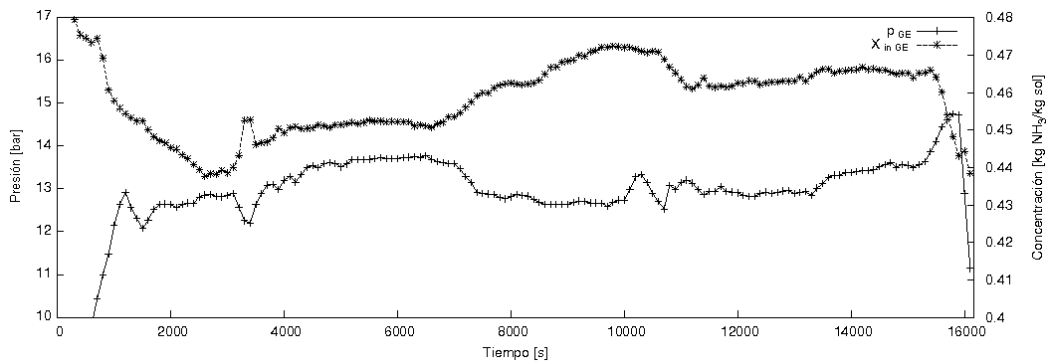


(a)

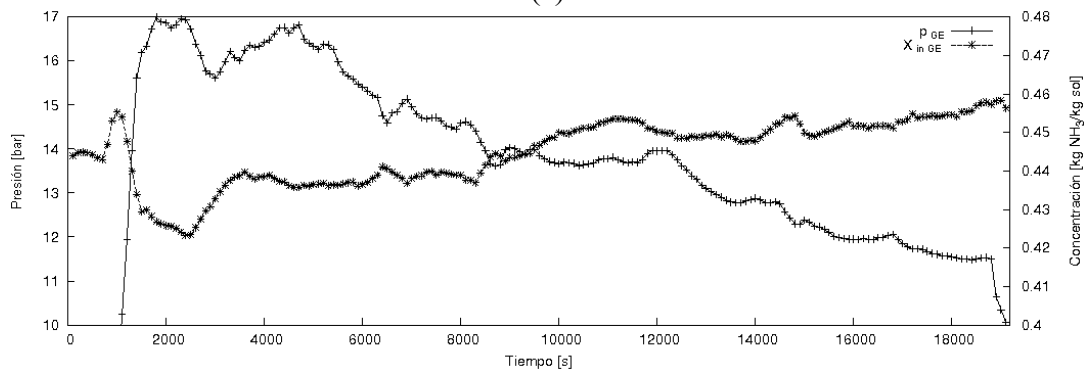


(b)

Fig. 3.9.5 Perfiles de temperatura en el absorbedor (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico

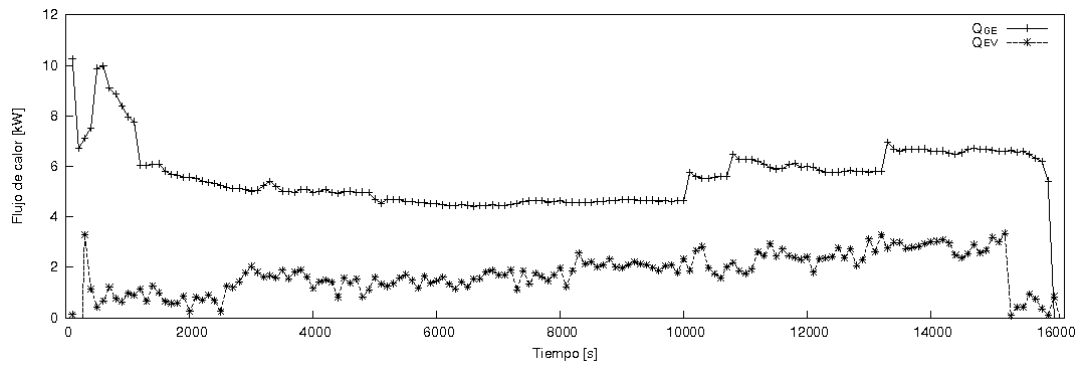


(a)

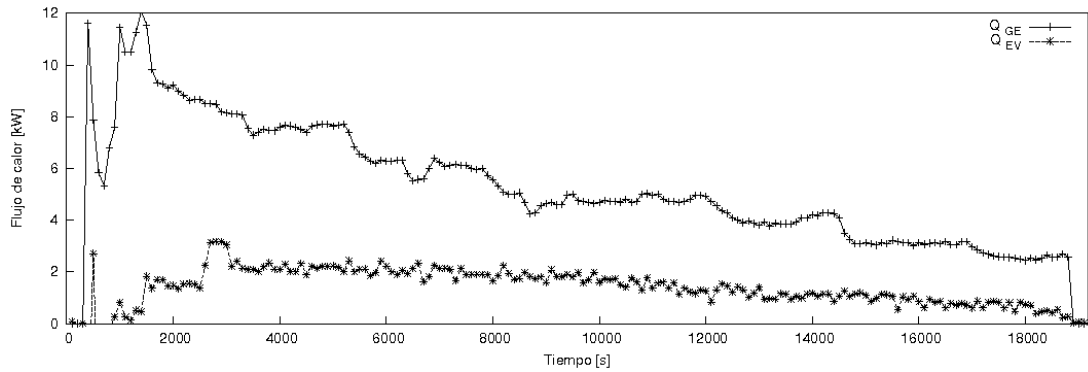


(b)

Fig. 3.9.6 Concentración de la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ a la entrada del generador y presión del equipo en el lado de alta (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico

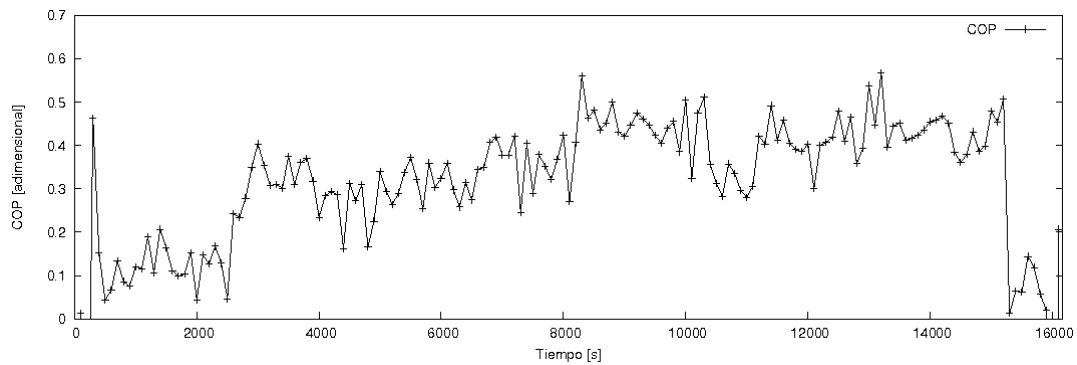


(a)

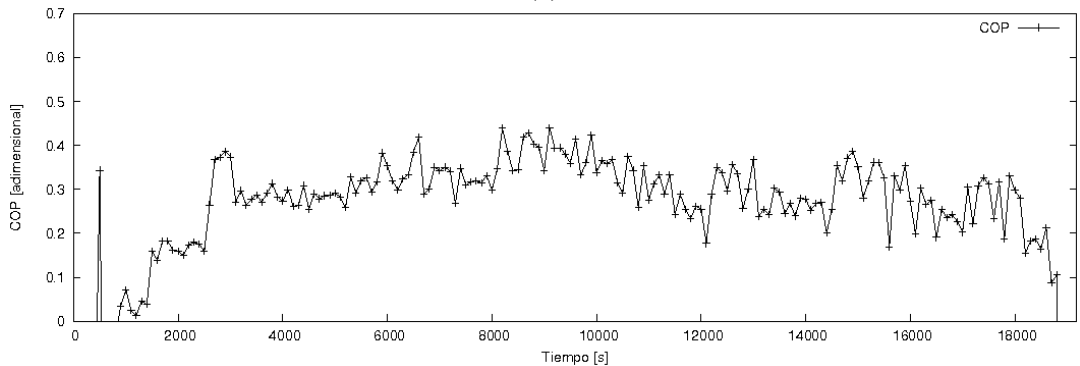


(b)

Fig. 3.9.7 Flujo de calor en el generador y evaporador (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico



(a)



(b)

Fig. 3.9.8 Coeficiente de operación a lo largo de la prueba (a) caso 1: flujo másico de aceite térmico variable (b) caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico

El coeficiente de operación (COP) teórico del equipo a lo largo de la prueba se muestra en la Fig. 3.9.8, como se puede observar, para el caso 1, este coeficiente tiene un aumento conforme el flujo de calor en el evaporador aumenta, lo anterior es debido al mayor flujo de amoniaco que se pasa a través del evaporador. En la parte final de la prueba, se obtuvo una disminución en los valores de COP debido al aumento en el flujo de calor (hay un aumento en el flujo de aceite). En caso 2 se puede observar que en el primer lapso de la prueba, el coeficiente de operación tiene valores a la alza, este incremento es provocado por que se genera un flujo mayor de amoniaco con una capacidad de refrigeración mayor, pero este flujo empieza a disminuir conforme la temperatura del aceite disminuye, induciendo a una baja en la capacidad de refrigeración con el menor flujo de amoniaco generado y con ello una reducción en el coeficiente de operación.

Los resultados experimentales obtenidos son analizados a continuación:

El medidor de flujo alcanza a registrar los pulsos generados por la bomba de diafragma, y estos pulsos no presentan una frecuencia constante, lo que nos lleva a tener variaciones significantes al calcular los flujos de calor y el COP. Por otra parte, solo uno de los cuatro transductores de presión registra datos correctos en sus mediciones. Este se encuentra en el lado de alta presión, lo que nos permitirá realizar una comparación con el modelo numérico más adelante (Capítulo 5).

La diferencia de temperaturas entre las secciones de entrada y salida del aceite térmico son de alrededor de 15°C cuando el aceite entra al generador a 155°C con un flujo másico cercano a 15 kg/min (0.25 kg/s), esta diferencia es menor cuando la temperatura de entrada del aceite térmico es menor (Fig. 3.9.3b).

La temperatura a la salida de la solución del generador tiene un comportamiento constante (Fig. 3.9.3a y Fig. 3.9.3b). Esta es afectada por la temperatura de entrada del aceite térmico y ligeramente por la tasa de flujo másico del aceite. La tasa de flujo másico de la solución de entrada no tiene una influencia significativa en la temperatura de salida.

El flujo de calor de entrada al generador se incrementa cuando la tasa de flujo másico de entrada del aceite térmico aumenta (Fig. 3.9.7a) o cuando la temperatura de entrada del aceite térmico es mayor (Fig. 3.9.7b).

La temperatura de entrada de solución al absorbedor es afectada por el intercambio de calor en el economizador cuando el flujo de entrada de solución al generador o al absorbedor se cambia.

Hay un cambio importante entre la temperatura a la entrada del condensador y la temperatura de salida de vapor del generador, lo que nos hace suponer que parte del vapor de amoniaco se condensa en la tubería y regresa al generador

Las temperaturas a la salida del evaporador y del condensador están cercanas a la temperatura ambiente, lo que nos da como resultado que ambos componentes están sobredimensionados para las condiciones en que ha operado el sistema.

Referencias

- Antonopoulos KA, Rogdakis ED, Performance of a solar - driven ammonia - lithium nitrate and ammonia - sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens, Appl. Thermal Eng. 16 (2), **1996**, 127-147.
- Ayala R, Frías JL, Lam L, Heard CL, Holland FA, Experimental assessment of an ammonia/lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy, Heat Recovery Systems and CHP. 14 (4), **1994**, 437-446.
- Fujita T, Falling liquid films in absorption machines, Int. J. Refrig. 16 (4), **1991**, 282-294.
- García-Valladares O, Pérez-Segarra CD, Rigola J, Numerical simulation of double pipe condenser and evaporators, Int. J. Refrig. 27 (6), **2004**, 656-670.
- García-Valladares O, Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and numerical model, Int. J. Refrig. 30 (4), **2007**, 642-653.
- Herrera JV, Estudio de la transferencia de calor en generador de película descendente en tubos horizontales, Tesis de maestría, Posgrado en Ingeniería, UNAM, México, **2006**.
- Infante Ferreira CA, Thermodynamic and physical property data equation for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions, Solar Energy 32(2), **1984**, 231-236.
- Jani S, Saidi MH, Mozaffari AA, Tube bundle heat and mass transfer characteristics in falling films absorption generators, Int. Comm. Heat Mass Transfer. 30 (4), **2003**, 565-576.
- Jani S, Saidi MH, Mozaffari AA, Second law based optimization of falling film single tube absorption generator, J. Heat Transf. 126 (5), **2004**, 708-712.
- Kim D, Kim M, Heat transfer enhancement characteristics for falling film evaporation on horizontal enhanced tubes with aqueous LiBr solution, Enhanced Heat Transfer. 6 (1), **1999**, 61-69.
- Libotean S, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Vapour-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15 K), J. Chem. Eng. Data. 52 (3), **2007**, 1050-1055.
- Libotean S, Martín A, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Densities, viscosities and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 to 353.15 K), J. Chem. Eng. Data. 53 (10), **2008**, 2383-2388.
- Llamas SU. Desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción utilizando energía alterna. Tesis de licenciatura, Facultad de ciencias químicas e ingeniería, Universidad Autónoma del Estado de Morelos. **2004**.
- Llamas SU, Herrera JV, Cuevas R, Gómez VH, Garcia-Valladares O, Cerezo J, Best R, Development of a small capacity ammonia-lithium nitrate absorption refrigeration system, 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, Tarragona, Spain, October 18-19, **2007**, 470-475.
- Solar Heating Programme 2007, International Energy Agency, Task 38, Solar Air-Conditioning and Refrigeration, www.iea-shc-task38.org, **2007**.
- Thioye M, Etude comparative de la performance des machines frigorifiques à absorption utilisant de l'énergie thermique à très faible valeur exergetique, Int. J. Refrig. 20 (4), **1997**, 283-294.

- Wang CQ, Lu Z, Li DQ, Yu-Chy B, Sun YG, Heat and mass transfer in falling film generator of lithium bromide absorption refrigerating machine, Proc. of 19th Int. Congress of Refrig., Vol. IIIa, **1995**, 209-214.
- Wang C, Lu Z, Zhou J, Enhancement of heat and mass transfer in lithium bromide falling film generator, ISHPC'99, Proc. of the Int. Sorption Heat Pump Conf., Munich, Germany, March 24-26, **1999**, 301-305.

CAPÍTULO 4

MODELADO DEL GENERADOR DE PELÍCULA DESCENDENTE CON TUBOS HORIZONTALES

El generador de película descendente con tubos horizontales presentado en este trabajo, ha sido modelado por Herrera en 2003 [Herrera, 2003], usando lazos que dividen el intercambiador de calor en diferentes volúmenes de control y simulando el comportamiento térmico y fluido-dinámico de todos ellos, con el fin de encontrar el rendimiento global del generador de película descendente y de cada elemento, los cuales son: la solución en forma de película descendente, el flujo dentro de los tubos y la conducción en la pared de los tubos (Fig. 4.1).

En esta sección, se muestran las ecuaciones gobernantes que rigen el comportamiento, tanto térmico, como del fluido dinámico de cada elemento, así como su formulación matemática para los flujos de calor sobre volúmenes de control finitos que delimitan espacios físicos que pertenecen a zonas parciales o globales de la unidad térmica, surgiendo de esto la formulación de las referidas ecuaciones de conservación sobre volúmenes de análisis, también llamados volúmenes de control (VC).

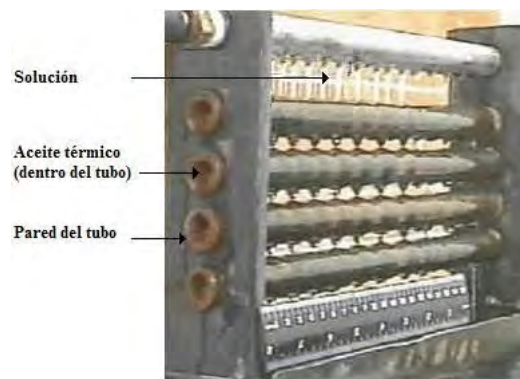


Fig. 4.1 Generador de película descendente en tubos horizontales

4.1 Formulación matemática

4.1.1 Flujo dentro del tubo

Las ecuaciones de conservación de masa (o ecuación de continuidad), ecuación de cantidad de movimiento y ecuación de energía son las ecuaciones gobernantes que rigen el flujo de un fluido a través de un volumen de control (VC) [García-Valladares, 2001], que en su representación más general se escriben como sigue.

Continuidad:

$$0 = \int_{SC} \bar{v} d\bar{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} dV \quad (4.1.1.1)$$

Cantidad de movimiento:

$$\vec{F}_{\text{sup}} + \int_{VC} \vec{B} (dV) = \int_{SC} \vec{v} (\vec{v} d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{v} (dV) \quad (4.1.1.2)$$

Energía:

$$\dot{Q} - \int_{SC} \vec{v} (\vec{T} d\vec{A}) = \int_{SC} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) (\vec{v} d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) (dV) \quad (4.1.1.3)$$

En las ecuaciones 4.1.1.1, 4.1.1.2 y 4.1.1.3, las acciones exteriores generadas sobre el VC se han representado por:

- \vec{B} fuerzas másicas por unidad de masa (normalmente se considera el campo gravitatorio $\vec{B} = \vec{g}$).
- \vec{F}_{sup} vector resultante de las fuerzas superficiales aplicadas sobre las superficies exteriores del VC.
- \dot{Q} calor neto que entra, por unidad de tiempo, a través de la superficie que limita el VC y el generado internamente (focos internos).
- \vec{T} tensor de tensiones.

En las ecuaciones de energía es usual separar el trabajo del flujo ($-\int_{SC} \vec{v} (pd\vec{A})$) del trabajo total realizado. En ese caso la ecuación (4.1.1.3) queda en términos de la entalpía en la forma:

$$\dot{Q} - W_s = \int_{SC} \left(h + \frac{v^2}{2} + gy \right) (\vec{v} d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \left(h + \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) (dV) \quad (4.1.1.4)$$

donde W_s (trabajo total menos el del fluido) se le suele denominar “trabajo sobre un eje”.

La formulación matemática usada para describir el flujo del fluido dentro de un VC de un tubo se basa en el modelo desarrollado por García-Valladares *et al.* en 2004 [García-Valladares *et al.*, 2004], tomando en cuenta las características de geometría del tubo (diámetro, longitud, rugosidad, etc.), e integrando las ecuaciones gobernantes con las siguientes hipótesis: flujo unidimensional ($p(z,t)$, $h(z,t)$, $T(z,t)$, etc.); comportamiento Newtoniano, medio radiativo despreciable, intercambio por radiación despreciable entre superficies, conducción de calor axial en el fluido despreciable, diámetros constantes del tubo y una rugosidad de pared uniforme.

La Fig. 4.1.1.1, muestra un VC característico, de sección transversal constante, donde “i” y “i+1” representan las secciones transversales de entrada y salida respectivamente.

Las ecuaciones de conservación de un flujo monofásico quedan de la siguiente manera.

Continuidad:

$$0 = \int_{SC} \vec{v} d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} dV \cong \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i + \frac{\partial m}{\partial t} \quad (4.1.1.5)$$

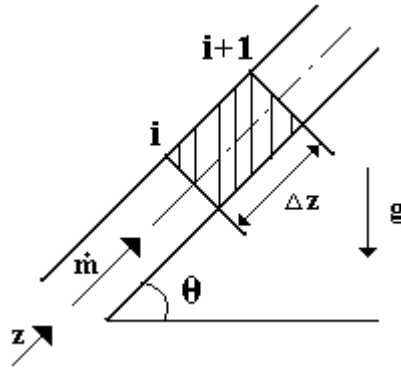


Fig. 4.1.1.1 Flujo a través de un VC de una tubería [García-Valladares, 2001]

Cantidad de movimiento:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{sup} + \int_{VC} \bar{B}dV &= \int_{SC} \bar{v}(\bar{v} dA) + \int_{VC} \bar{v}(\rho dV) \\ (p_i - p_{i+1})A - \bar{w}P\Delta z - mg \sin \theta &= m_{i+1}v_{i+1} - m_i v_i + \Delta z \frac{\partial \bar{m}}{\partial t} \end{aligned} \quad (4.1.1.6)$$

Donde el esfuerzo cortante se evalúa a partir del factor de fricción f , usualmente calculado utilizando correlaciones empíricas de la forma: $\bar{w} = (f/4)(\dot{m}^2/2 \rho A^2)$. Donde ρ es la densidad del fluido.

Energía:

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W}_s &= \int_{SC} (e) (\bar{v} dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \left(e - \frac{p}{\rho} \right) (\rho dV) \\ \bar{q}P\Delta z &= \bar{m}(e_{i+1} - e_i) + m \frac{\partial \bar{e}}{\partial t} - A\Delta z \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + (\bar{e} - e) \frac{\partial m}{\partial t} \end{aligned} \quad (4.1.1.7)$$

Donde la energía específica se define como $e = h + v^2/2 + gz \sin \theta$. Los símbolos “ $\bar{\cdot}$ ” y “ \cdot ” indican el promedio integral sobre el VC y el promedio aritmético entre la entrada y la salida del VC, respectivamente, $\dot{W}_s = 0$ debido a que el trabajo sobre un eje dentro de tuberías no existe o se desprecia, el último término de la ecuación de la energía es nulo para el VC diferencial y se ha considerado despreciable para el VC finito de la discretización.

Las ecuaciones gobernantes semi-integradas para analizar el flujo de fluido sobre un VC finito dentro de los tubos esta dada por:

- Continuidad: $0 = [\dot{m}_l]_i^{i+1} + \frac{\partial(m_l)}{\partial t}$ (4.1.1.8)

- Momento: $-[p]_i^{i+1} A - \bar{w}P\Delta z - mg \sin \theta = [\dot{m}_l v_l]_i^{i+1} + \Delta z \frac{\partial(\bar{m}_l)}{\partial t}$ (4.1.1.9)

• Energía: $\tilde{q}_w P \Delta z = [\dot{m}_l e_l]_i^{i+1} + \frac{\partial(\bar{m}_l \bar{e}_l)}{\partial t} - A \Delta z \frac{\partial \bar{p}}{\partial t}$ (4.1.1.10)

Donde $e = h + v^2 / 2 + gz \sin \theta$. Los superíndices y subíndices afuera de los corchetes indican $[Y]_i^{i+1} = Y_{i+1} - Y_i$, i.e. la diferencia entre la cantidad Y en la sección de salida y la sección de entrada. $\tilde{}$ es la integral promedio sobre el VC y $\bar{}$ es el promedio aritmético entre las secciones de entrada y salida del VC.

Este modelo requiere información sobre el factor de fricción f y del coeficiente superficial de transferencia de calor A. En las ecuaciones gobernantes, la evaluación del esfuerzo cortante es mediante el factor de fricción f (definido como $f = 8(\tau / (\dot{m}^2 / A^2))$); éste se expresa por medio de la correlación propuesta por Churchill en 1977 [Churchill, 1977], la cual es:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(C + B)^{3/2}} \right]^{1/12}$$
 (4.1.1.11)

donde:

$$C = \left\{ 2.457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\mu}{D}} \right] \right\}^{16}; \quad B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$$

La transferencia de calor entre la pared del tubo y el fluido es relacionado por el coeficiente de transferencia de calor por convección A, el cual esta definido por $A = \dot{Q} / (T_{\text{wall}} - T_{AT}) A$. El coeficiente de transferencia de calor por convección es calculado usando la ecuación de Gnielinski [Gnielinski, 1976] para régimen turbulento, la cual es:

$$\text{Re} \geq 2000 \quad \text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+1.27\sqrt{(f/8)}(\text{Pr}^{2/3}-1)}$$
 (4.1.1.12)

donde:

$$f = (1.82 \log_{10} \text{Re} - 1.64)^{-2}$$

Las propiedades termofísicas del aceite térmico (mobiltherm 603) son evaluados usando las datos del fabricante (apéndice B).

4.1.2 Conducción de calor en la pared del tubo

La ecuación de la energía considerando solo la conducción de calor en las paredes del tubo ha sido escrita asumiendo las siguientes hipótesis [García-Valladares, 2007]: distribución de temperatura transitoria unidimensional, intercambio de calor por radiación despreciable y secciones transversal de área constante. Un VC característico del tubo se muestra en la Fig. 4.1.2.1, donde P es el nodo central, E y W los nodos vecinos, siendo “e”, “w”, “n” y “s” las caras del volumen de control.

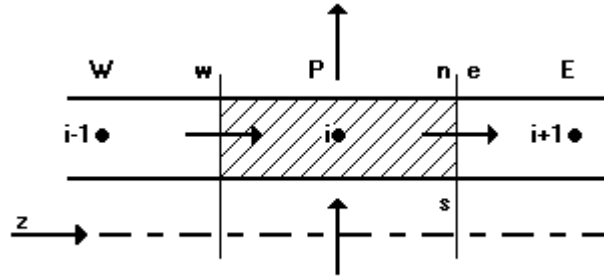


Fig. 4.1.2.1 Flujo de calor en un VCde un elemento tubular [García-Valladares, 2004]

Después de integrar la ecuación de la energía sobre un VC mostrado en la Fig. 4.1.2.1, la siguiente ecuación es obtenida:

$$(\tilde{q}_s P_s - \tilde{q}_n P_n) \Delta z + (\tilde{q}_w - \tilde{q}_e) A = m \frac{\partial \tilde{h}}{\partial t} \quad (4.1.2.1)$$

donde \tilde{q}_s y \tilde{q}_n son evaluados usando el respectivo coeficiente de transferencia de calor por convección y la temperatura del fluido en cada zona (flujo de solución y flujo de aceite térmico), y los flujos de calor por conducción (\tilde{q}_w y \tilde{q}_e) son evaluados a partir de la ley de Fourier, esto es:

$$\tilde{q}_e = - \left. e \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \right|_e \quad \text{y} \quad \tilde{q}_w = - \left. w \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \right|_w \quad (4.1.2.2)$$

4.1.3 Flujo de película descendente

En esta sección se presenta el análisis matemático para el flujo de calor que se tiene desde la pared en los tubos hacia la película descendente en el exterior de los tubos. Sin embargo, hay que tener presente las condiciones y las propiedades termodinámicas que rigen el fluido exterior.

El análisis matemático del flujo de solución en forma de película descendente ha sido llevado a cabo con un balance de calor para cada VC asumiendo: un flujo completamente desarrollado y unidimensional, medio radiativo no participativo, conducción dentro del fluido despreciable, diámetros del tubo constantes, superficies completamente mojadas, caída de presión despreciable y el vapor que se desprende sale como vapor recalentado a la temperatura de la solución.

Para cada VC, un juego de ecuaciones algebraicas han sido obtenidas para el flujo a partir de la ecuación de la energía y continuidad, usando las propiedades termofísicas de la solución y del refrigerante puro.

El balance de calor realizado se muestra la Fig. 4.1.3.1a, donde es posible representar los flujos de calor en cada VC, con lo anterior, el flujo de vapor de refrigerante que ha sido evaporado de la solución es obtenido. El balance de continuidad es usado para obtener la tasa de flujo másico de solución a la salida ($\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{ref}$) y con ello la temperatura y la concentración ($X_{out} = \dot{m}_{ref,out} / \dot{m}_{out}$, donde $\dot{m}_{ref,out} = \dot{m}_{ref,in} - \dot{m}_{ref}$) de la solución en la sección de salida son obtenidas.

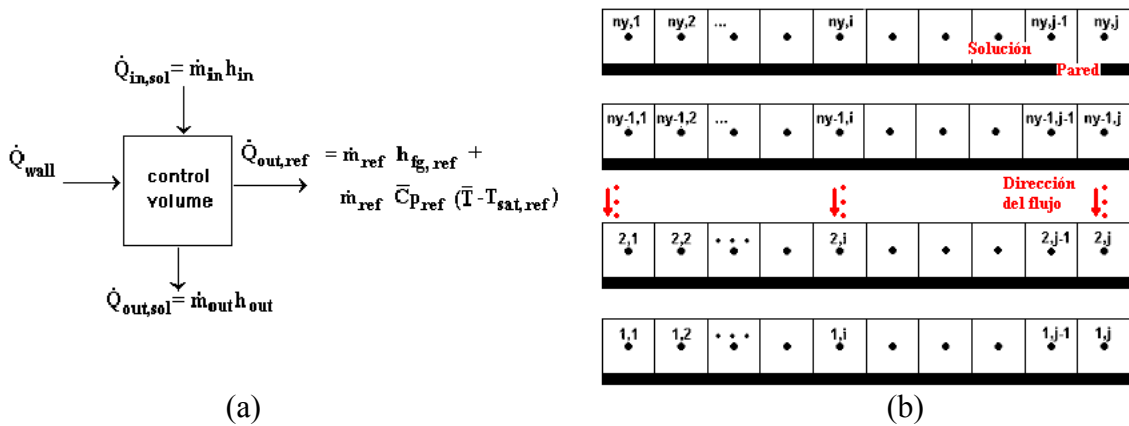


Fig. 4.1.3.1 (a) Balance de calor para un VC, (b) Discretización espacial de la solución de película descendente

4.2 Resolución numérica

4.2.1 Flujo dentro del tubo

La discretización de las ecuaciones gobernantes ha sido acoplada utilizando un algoritmo numérico de resolución, que es el método implícito tramo a tramo (Step by Step Method).

En el método tramo a tramo el flujo es evaluado de acuerdo a un esquema numérico implícito [Patankar, 1980]. El dominio es dividido en volúmenes de control (ver Fig. 4.2.1.1). El proceso de solución es llevado moviéndose paso a paso en la dirección del flujo. De valores conocidos a la entrada de la sección y teniendo definidas las condiciones de contorno, los valores de dichas variables a la salida del VC son obtenidas a partir de las discretización de las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía) que se detallan en la siguiente sección. Una vez obtenida la solución a la salida del VC, ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente VC. Este procedimiento se sigue en la dirección del flujo hasta que se encuentra el final de la tubería o canal. Este tipo de análisis es aplicado siempre y cuando las ecuaciones presenten una estructura parabólica en la dirección del flujo, quedando por tanto excluidos casos de recirculación y/o de reflujo.

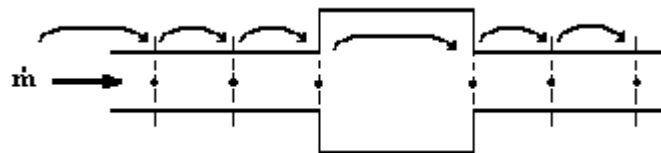


Fig. 4.2.1.1 Nodos y mallas para el método tramo a tramo (step by step) [García-Valladares, 2004]

4.2.1.1 Discretización de las ecuaciones gobernantes para flujo monofásico

Para cada VC se obtiene un conjunto de ecuaciones algebraicas para flujo monofásico a partir de las ecuaciones gobernantes (ecuaciones 4.1.1.1, 4.1.1.2 y 4.1.1.3).

En la sección formulación matemática, las ecuaciones gobernantes se han presentado directamente en base a su integración espacial sobre volúmenes de control finitos. Es

por ello que únicamente requerimos su integración temporal. Como una de las suposiciones es estado permanente, los términos transitorios de las ecuaciones gobernantes se desprecian.

Los valores medidos sobre un VC se han estimado como la media aritmética entre las secciones de entrada y salida, esto es: $\bar{m} \cong \frac{m_i + m_{i+1}}{2}$. Las propiedades físicas medias se evalúan basadas en sus correspondientes presión y temperatura media local.

Aplicando las aproximaciones numéricas arriba mencionadas a las ecuaciones gobernantes para flujo monofásico dentro de un VC (ecuaciones 4.1.1.8, 4.1.1.9 y 4.1.1.10), el siguiente conjunto de ecuaciones para la evaluación de las variables dependientes a la salida del VC son obtenidas. En lo que sigue se detalla la forma final de las ecuaciones discretizadas de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía para flujo monofásico presentadas por García-Valladares *et al.* en 2004 [García-Valladares *et al.*, 2004].

El flujo másico a la salida del VC es obtenido a partir de la discretización de la ecuación de continuidad,

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i - \frac{A\Delta z}{\Delta t} (\dot{m}_i - \dot{m}_i^o) \quad (4.2.1.1.1 \text{ a})$$

Una vez calculado el flujo másico a la salida, la velocidad del fluido es calculada como,

$$v_{i+1} = \left[\frac{\dot{m}}{A} \right]_{i+1} \quad (4.2.1.1.1 \text{ b})$$

La discretización de la cantidad de movimiento permite encontrar la presión a la salida,

$$p_{i+1} = p_i - \frac{\Delta z}{A} \left(\frac{\bar{f}}{4} \frac{\bar{m}^2}{2 - A^2} P + \bar{m} Ag \sin \theta + \frac{(\dot{m}_{i+1} v_{i+1} - \dot{m}_i v_i)}{\Delta z} + \frac{\bar{m} - \bar{m}^o}{\Delta t} \right) \quad (4.2.1.1.2)$$

Las variaciones de entalpía han sido evaluadas despreciando su dependencia de las variaciones de presión, esto es: $\Delta h \cong Cp(T)\Delta T$. Por lo tanto, la temperatura a la salida es obtenida restando la ecuación de continuidad multiplicada por la energía específica en el centro del VC (e_p) a la ecuación discretizada de la energía,

$$T_{i+1} = \frac{a\Delta z(2T_{wall} - T_i) + b_1 T_i - b_2 + \frac{S\Delta z}{\Delta t} [c_1(T_i^0 + T_{i+1}^0 - T_i) - c_2]}{b_1 + \frac{S\Delta z}{\Delta t} c_1 + a\Delta z} \quad (4.2.1.1.3)$$

donde

$$a = \bar{A} P; \quad b_1 = 2\bar{m} Cp; \quad b_2 = 2\bar{m} \left(\frac{v_{i+1}^2 - v_i^2}{2} + g \sin \theta \Delta z \right);$$

$$c_1 = -^o Cp; \quad c_2 = 2 \left(-\frac{v_i^2 + v_{i+1}^2 - v_i^{o2} - v_{i+1}^{o2}}{4} - \frac{p_i + p_{i+1} - p_i^o - p_{i+1}^o}{2} \right)$$

Las propiedades termofísicas del aceite térmico son evaluadas usando correlaciones de forma polinomial como una función de la temperatura, obtenidas por medio de los datos del fabricante (Apéndice B):

$$= (T); \quad c_p = c_p(T), \quad = (T), \dots \quad (4.2.1.1.4)$$

Las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía mencionadas arriba junto con las propiedades termofísicas del aceite son aplicables para flujo transitorio. Una situación de flujo estable es un caso particular de esta formulación.

Las condiciones de frontera en la sección de entrada para resolver el método paso a paso directamente son las condiciones a la entrada del flujo másico (m_{in}), la presión (p_{in}) y la temperatura (T_{in}). La condición de la frontera sólida es el perfil de temperatura de la pared del tubo.

4.2.1.2 Algoritmo de resolución

En cada VC las variables de flujo, en la sección de salida del VC, son obtenidas resolviendo de manera iterativa el conjunto de ecuaciones algebraicas obtenidas en la sección anterior (discretización de las ecuaciones gobernantes de continuidad, cantidad de movimiento y energía), a partir de los valores conocidos de las variables en la sección de entrada y las condiciones de contorno descritas anteriormente. Una vez convergidas el conjunto de variables a la salida, estas se toman como condiciones de entrada para el siguiente VC. De esta manera la resolución se realiza moviéndose tramo a tramo (step by step) ó VC a VC de la malla de discretización en la dirección del flujo. En cada sección transversal, la tensión cortante y el flujo de calor convectivo son evaluadas a partir de las correlaciones empíricas o semi-empíricas obtenidas a través de la literatura como las mostradas anteriormente.

En cada VC las ecuaciones gobernantes son iterativamente resueltas hasta que se verifique el siguiente criterio de convergencia:

$$\frac{\left| \begin{matrix} * \\ i+1 \end{matrix} - \begin{matrix} \\ i+1 \end{matrix} \right|}{\max\left(\begin{matrix} \\ i+1 \end{matrix}, \begin{matrix} * \\ i+1 \end{matrix} \right)} < \Delta \quad (4.2.1.2.1)$$

Donde $\begin{matrix} * \\ i+1 \end{matrix}$ representa a las variables independientes: flujo másico, presión y temperatura; $\begin{matrix} \\ i+1 \end{matrix}$ se refiere sus valores en la iteración anterior y Δ es el valor especificado de convergencia (precisión) en el método numérico. El valor de referencia $\max\left(\begin{matrix} \\ i+1 \end{matrix}, \begin{matrix} * \\ i+1 \end{matrix} \right)$ es localmente evaluado como el valor mayor entre $\begin{matrix} \\ i+1 \end{matrix}$ y $\begin{matrix} * \\ i+1 \end{matrix}$.

4.2.2 Conducción de calor en la pared del tubo

La formulación de los flujos de calor por conducción en los VC en los extremos es ligeramente diferente para tener en cuenta las condiciones de contorno de calor o temperatura. En este modelo, las condiciones de contorno en los extremos de cada elemento ($z = 0$ y $z = L$) pueden seleccionarse como temperatura o flujo de calor dados, debido a que en un sistema completo los intercambiadores de calor tipo tubular se encuentran unidos a otros elementos con los cuales se realiza un intercambio de calor entre sus elementos sólidos. Se tiene en cuenta el calor axial con base a considerar conocida la temperatura de un VC inmediatamente anterior o posterior correspondiente al dominio del elemento o dispositivo contiguo.

Aplicando las aproximaciones numéricas comentadas en el párrafo anterior y rearrreglándola, una ecuación discretizada de la forma siguiente se puede obtener para cada nodo de la malla:

$$aT_i = bT_{i+1} + cT_{i-1} + d \quad (4.2.2.1)$$

donde los coeficientes son:

$$a = \frac{wA}{\Delta z} + \frac{eA}{\Delta z} + (A_s P_s + A_n P_n) \Delta z; \quad b = \frac{eA}{\Delta z}; \quad c = \frac{wA}{\Delta z};$$

$$d = (A_s P_s \bar{T}_{f,in} + A_n P_n \bar{T}_{f,out}) \Delta z$$

Estos coeficientes son aplicables para $2 \leq i \leq n_z - 1$; para $i = 1$ e $i = n_z$ se consideran coeficientes adecuados para tener en cuenta las condiciones de contorno de temperatura o calor axial de conducción.

Para el caso de un tubo, la resolución de las ecuaciones discretizadas es directa, aplicando un algoritmo TDMA [Patankar, 1980]. La temperatura o el calor axial en ambos extremos ($z = 0$ y $z = L$) se especifican como condiciones de contorno.

4.2.3 Flujo de película descendente

La discretización de las ecuaciones ha sido acoplada utilizando un algoritmo numérico de resolución, que es el método implícito tramo a tramo (Step by Step Method) [Patankar, 1980].

Como se mencionó anteriormente, en el método tramo a tramo el flujo es evaluado de acuerdo a un esquema numérico implícito. El dominio es dividido en VCs (Fig. 4.1.3.1b), para este caso, los nodos de discretización están centrados en los VCs para la película descendente con número de tubos 'ny' y 'j' VCs por tubo. El proceso de solución es llevado moviéndose paso a paso en la dirección del flujo (desde "ny" tubos hasta el primer tubo en la parte baja) donde el flujo de la película descendente es hacia abajo. De valores conocidos en la sección de entrada y teniendo definidas las condiciones de contorno, los valores de dichas variables a la salida del VC son obtenidas a partir de las discretización de las ecuaciones de flujo de calor y de las propiedades termodinámicas de la mezcla que se detallan en la siguiente sección. Una vez obtenida la solución a la salida del VC (o tubo), ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente VC (o tubo). Este procedimiento se sigue en la dirección del flujo hasta que se resuelve el tubo final.

4.2.3.1 Discretización de las ecuaciones

Para cada VC se obtiene un conjunto de ecuaciones algebraicas para el flujo a partir de las ecuaciones de flujo de calor, de continuidad y de las propiedades físicas y termodinámicas del la solución.

Para hacer un balance de calor en estado permanente, se presenta la Fig. 4.1.3.1a, donde se puede observar los calores que entran y salen del VC. Realizando un balance de calores se tiene:

$$\dot{Q}_{wall} + \dot{Q}_{in,sol} = \dot{Q}_{out,sol} + \dot{Q}_{out,ref} \quad (4.2.3.1.1)$$

donde la ecuación de flujo de calor en la pared es:

$$\dot{Q}_{wall} = A(\bar{T} - T_{wall})A_t \quad (4.2.3.1.2)$$

donde A es el coeficiente local de transferencia de calor, \bar{T} es la temperatura media del fluido en el VC ($\bar{T} = (T_{in,sol} + T_{out,sol})/2$), T_{wall} es la temperatura de la pared en el VC y A_t es el área de transferencia de calor (perímetro (P) por longitud del volumen de control Δy).

Una vez obtenido el flujo de calor en la pared, se sabe que el flujo de calor en el flujo másico tanto a la entrada como a la salida es: $\dot{Q}_{sol} = \dot{m} \Delta h$ y el flujo de calor que se encuentra en el flujo másico del vapor de refrigerante generado es: $\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} h_{fg,ref} + \dot{m}_{ref} \bar{C}p_{ref} (\bar{T} - T_{sat,ref})$, donde el calor específico promedio del refrigerante se calcula como: $\bar{C}p_{ref} = (Cp_{ref}(\bar{T}) + Cp_{ref}(T_{sat,ref}))/2$, con esto obtenemos el flujo de refrigerante que se desprende de la mezcla con la siguiente relación: $\dot{m}_{ref} = (\dot{Q}_{wall} - \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{m}_{in} h_{in}) / (h_{fg,ref} + \bar{C}p_{ref} (\bar{T} - T_{ref}))$.

Ya que se tiene el flujo de vapor de refrigerante liberado, se realizan balances de masa para obtener el flujo másico de la mezcla y de refrigerante a la salida ($\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{ref}$) y con estos calcularemos la concentración ($X_{out} = \dot{m}_{ref,out} / \dot{m}_{out}$; donde $\dot{m}_{ref,out}$ es el flujo másico de refrigerante a la salida en la mezcla) y temperatura a la salida (temperatura en función de la concentración y la presión).

Los flujos de calor, los flujos másicos, las temperaturas, las propiedades de la mezcla y el flujo de vapor de refrigerante que se desprende de la mezcla son evaluados para cada VC.

Los valores medios sobre un VC se han estimado como la media aritmética entre las secciones de entrada y salida, esto es: $\bar{\quad} = (\quad_{in} + \quad_{out})/2$. Las propiedades físicas y termodinámicas medias se evalúan basadas en sus correspondientes concentración, presión y temperatura local.

Las condiciones de contorno a la entrada para la resolución directa del método tramo a tramo (step by step) son las condiciones a la entrada del flujo másico (\dot{m}_{in}), la concentración del flujo (X_{in}), la temperatura del flujo (T_{in}) y la presión del generador. La condición en el sólido es el flujo de calor a través de la pared del tubo, que en cada VC debe ser dato.

4.2.3.2 Algoritmo de resolución

Un proceso de solución se lleva a cabo con base a un algoritmo global que utiliza el método paso a paso (step by step) en la dirección del flujo, aplicando las aproximaciones numéricas (discretización de las ecuaciones) arriba mencionadas a la ecuación de flujo de calor para un flujo dentro de un VC, La resolución del algoritmo se presenta en la Fig. 4.2.3.2.1, y a continuación se muestra la secuencia de operaciones que se debe realizar:

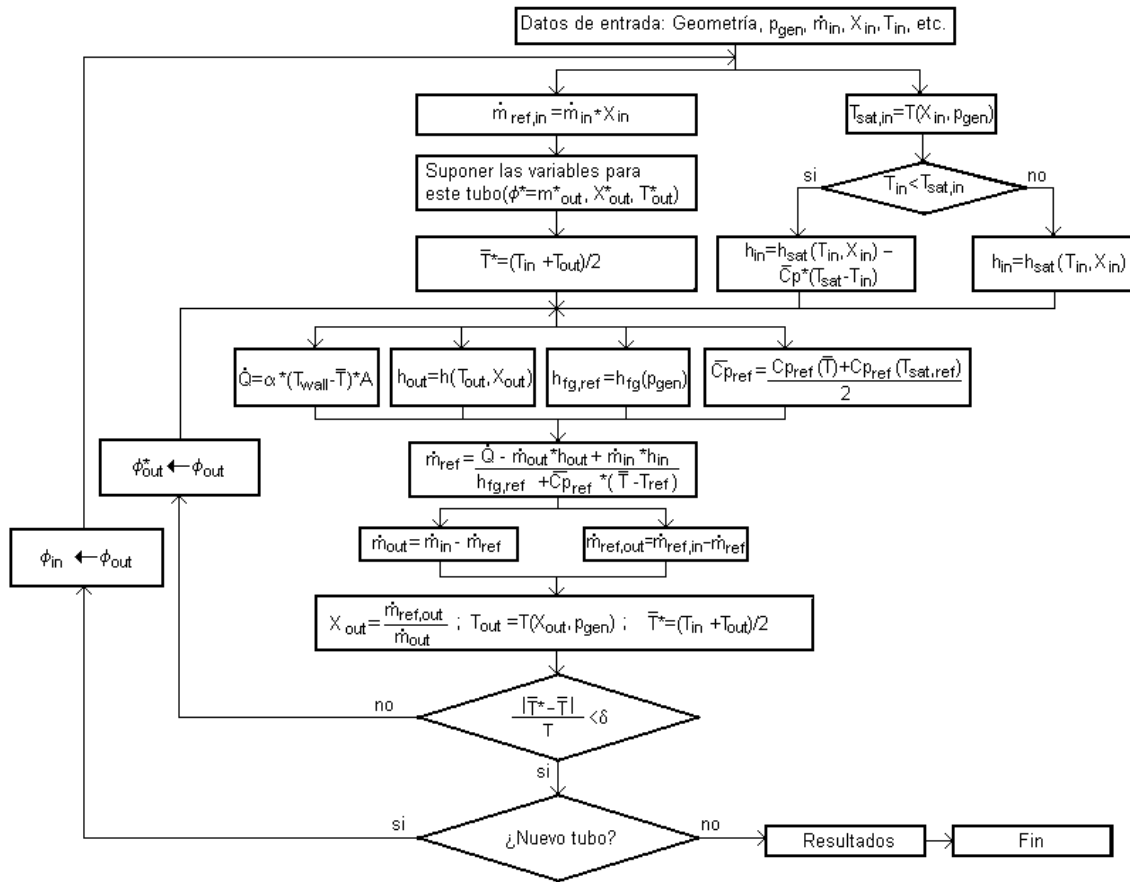


Fig. 4.2.3.2.1 Esquema de resolución del método tramo a tramo para el fluido exterior.

1. Con los datos de entrada (m_{in} , X_{in} , p_{sist} y T_{in}) en el tubo “ny”, se calcula el flujo másico de refrigerante a la entrada (refrigerante disuelto en la mezcla) y se determina en que zona se encuentra la mezcla (región de líquido subenfriado o líquido saturado) con base al cálculo de la temperatura de saturación en función de la concentración y presión del generador, para calcular la entalpía de la solución.
2. Suponer un valor inicial para las variables de salida del tubo ($m_{out}^* = \dot{m}_{out}^*$, X_{out}^* , T_{out}^*).
3. Calcular la temperatura promedio para el tubo ($\bar{T} = (T_{in} + T_{out}) / 2$).
4. Resolver la ecuación de flujo de calor (ecuación 4.2.3.1.2), obtener la entalpía de salida para la solución, el calor latente de cambio de fase para el refrigerante y el calor específico del refrigerante en cada VC.
5. Calcular el flujo másico de refrigerante que se desprende con el calor absorbido para cada VC.
6. Obtener el flujo másico de la mezcla y el flujo de refrigerante a la salida en cada VC.
7. Obtener la concentración a la salida y calcular la temperatura a la salida.
8. Actualizar el valor de la temperatura promedio.
9. Con el valor de la temperatura promedio calculada, verificar el criterio de convergencia, en caso de que no se cumpla, asignar el valor del flujo másico a la salida, la concentración a la salida y la temperatura a la salida como los nuevos

valores a utilizar y volver al punto 3. Repetir el proceso hasta que se alcance la convergencia.

10. Una vez alcanzada la convergencia, se obtienen los resultados de flujo másico a la salida, la concentración a la salida y la temperatura a la salida del tubo “ny”.
11. Una vez obtenida la solución a la salida a lo largo del tubo “ny”, ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente tubo (regresar al punto 1, ahora el cálculo es para el tubo “ny-1”). Este procedimiento se sigue en la dirección del flujo hasta que se llega al tubo final (tubo “1”).
12. Una vez que se resuelve el último tubo, se obtienen las condiciones a la salida de la mezcla, el vapor de refrigerante generado se calcula como la sumatoria en todos los VCs del refrigerante generado.

En cada VC, las ecuaciones gobernantes son iterativamente resueltas hasta que se verifique el siguiente criterio de convergencia:

$$\frac{|\bar{T}^* - \bar{T}|}{\bar{T}} < \Delta; \text{ con } \bar{T}^* \text{ y } \bar{T} \text{ en } ^\circ\text{C} \quad (4.2.3.2.1)$$

Donde T se refiere a la variable independiente: temperatura; T^* representa sus valores en la iteración anterior y Δ es el valor especificado de convergencia en el método numérico.

4.2.4 Solución global del algoritmo

Las ecuaciones gobernantes correspondientes a cada zona del dominio (flujo de aceite, pared del tubo y película descendente), formuladas sobre volúmenes de control finitos, se resuelven de manera iterativa, en forma segregada, mediante un esquema numérico del tipo implícito. Adoptando un esquema unidimensional para la pared del tubo y los flujos en el interior y exterior del tubo.

Para unas determinadas condiciones de contorno, el código desarrollado evalúa la distribución de las variables del flujo a lo largo del interior del tubo (temperatura, presión, etc.), así como la distribución de temperaturas en el sólido y las variables de la película descendente a lo largo de los tubos (temperatura, concentración, entalpía, etc.). Los parámetros característicos que definen una situación específica para ser analizada son:

- Geometría: número de tubos, arreglo de tubos, longitud de tubos y diámetros de tubos (interior y exterior), rugosidad de las paredes del tubo y dirección de los flujos.
- Condiciones de contorno: presión a la entrada en el interior del tubo y presión de la coraza en el generador (presión del generador), flujo de calor axial o temperatura en los extremos del tubo, flujo másico a la entrada para el aceite térmico y la solución, temperatura a la entrada del flujo interno (aceite térmico) y externo (solución), y la concentración de entrada en la solución.
- Propiedades físicas: tanto de los fluidos como de los materiales sólidos (tuberías).

El dominio se divide en volúmenes de control. Y para cada uno de ellos, se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas mediante la discretización de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía).

El proceso de solución es llevado a cabo en base a un algoritmo global que resuelve en pasos segregados el flujo dentro de los tubos, el flujo de película descendente y la conducción de calor en la pared del tubo. El acoplamiento entre las tres subrutinas mayores se ha ejecutado de manera iterativa en el dominio siguiendo el procedimiento mostrado a continuación:

- *Para el flujo de fluido interno del tubo*, las ecuaciones son resueltas considerando la distribución de temperatura en la pared del tubo como condición de frontera y evaluando la transferencia de calor por convección y la temperatura del fluido en cada VC.
- *Para el flujo de película descendente*, El mismo proceso es llevado a cabo considerando la distribución de temperatura en la pared del tubo como condición de frontera en cada VC.
- *En la pared del tubo*, la distribución de temperatura es recalculada usando las temperaturas de los flujos y los coeficientes de transferencia de calor por convección evaluados en los pasos anteriores.

La convergencia global es alcanzada cuando entre dos lazos consecutivos de las tres subrutinas mayores, la Eq.(4.2.3.2.1) es verificado para todos los VCs en el dominio.

4.3 Simulación numérica

4.3.1 Correlación empírica para el coeficiente de transferencia de calor para tubos horizontales en película descendente

Jani *et al.* en 2004 [Jani *et al.*, 2004], analizaron la transferencia de masa y de calor en un generador de película descendente con tubos horizontales, trabajando con la solución agua-bromuro de litio (H₂O-LiBr). Ellos modelaron numéricamente la transferencia de masa y de calor de la película descendente sobre un tubo horizontal para la solución H₂O-LiBr, y con base en sus resultados numéricos, presentaron la siguiente correlación que predice el coeficiente promedio de transferencia de calor sobre un tubo horizontal para esta solución (el cobre es el material de construcción del generador):

$$\frac{\bar{A}L_c}{k_f} = 0.7482 \text{Re}_f^{0.17904} \text{Pr}^{0.26983} \left(\frac{p}{100}\right)^{-0.02764} e^{(0.0032956.X)} \left(\frac{D}{L_c}\right)^{-0.43161} \quad (4.3.1.1)$$

donde \bar{A} es el coeficiente de transferencia de calor promedio para un tubo en kW/m² K, L_c es la longitud característica en m ($L_c = \sqrt[3]{\nu^2 / g}$, donde ν es la viscosidad cinemática del fluido en m²/s y g es la constante gravitacional en m/s²), k_f es la conductividad térmica del fluido en kW/m K, Re_f es el número de Reynolds de película ($\text{Re}_f = 4 \Gamma$, donde Γ es tasa de flujo de la solución por unidad de longitud por un solo lado del tubo en kg/m s [$\Gamma = \dot{m} / (2 L_{tubo})$]) y μ es la viscosidad dinámica del fluido en Pa-s), Pr es el número de Prandtl, p es la presión del generador en bar, X es la concentración de LiBr con respecto a la solución (% en peso) y D es el diámetro del tubo en m. El dominio de aplicabilidad de esta correlación es:

$$\begin{aligned} 7 \leq \text{Pr} \leq 10; & & 100 \leq \text{Re}_f \leq 500; \\ 0.05 \text{ bar} \leq p \leq 0.1 \text{ bar}; & & 50\% \leq X \leq 60\% \end{aligned} \quad (4.3.1.2)$$

Por otro lado, Jani *et al.* en 2003 analizaron la relación que existe entre el coeficiente de transferencia de calor promedio en cada tubo horizontal con respecto al coeficiente en el primer tubo, el estudio lo hacen con una columna de veinte filas de tubos horizontales, obteniendo como resultado que el coeficiente de transferencia de calor promedio en cada tubo es definido en términos del coeficiente de transferencia de calor del primer tubo multiplicado por el coeficiente $N^{0.25}$, esto es:

$$\frac{\bar{A}_N L_c}{A_N L_c} = \left[0.7482 \text{Re}_f^{0.17904} \text{Pr}^{0.26983} p^{-0.02764} e^{(0.0032956X)} \left(\frac{d}{L_c} \right)^{-0.43161} \right] N^{0.25} \quad (4.3.1.3)$$

donde N es el número de fila en orden descendente que ocupa el tubo en la columna.

Con base en lo anterior, se desarrolló un programa para simular el comportamiento de la mezcla H₂O-LiBr en un generador de película descendente y reproducir los datos del artículo presentado por Jani *et al.* en 2003 y Jani *et al.* en 2004. Para hacer esta comparación, en este trabajo se utilizaron las correlaciones para la solución H₂O-LiBr presentadas por Medrano en el 2000 (ver Apéndice B). La comparación entre los resultados presentados por Jani *et al.* de 2003, los de Jani *et al.* de 2004 y los resultados obtenidos por el programa de simulación se muestra en la Fig. 4.3.1.1 donde se observan:

- La variación del coeficiente de transferencia de calor como función del número de Reynolds en película (Fig. 4.3.1.1a).
- El efecto de la presión del sistema sobre el coeficiente de transferencia de calor (Fig. 4.3.1.1b).
- La variación del coeficiente de transferencia de calor como función de la concentración de entrada (Fig. 4.3.1.1c), y
- El comportamiento del coeficiente de transferencia de calor con respecto a la diferencia entre la temperatura de pared y la temperatura de saturación (Fig. 4.3.1.1d).

En cada gráfica de la figura anterior, se puede observar dos tipos diferentes de resultados obtenidos, el primer tipo es donde se hace una simulación numérica para el caso donde se simula un solo tubo (N=1) por Jani *et al.* en 2003 [Jani *et al.*, 2003] y en este trabajo. El otro caso donde la columna cuenta con veinte tubos (N=20), tanto experimental [Jani *et al.*, 2003] como numérico (este trabajo). En todas estas gráficas, los resultados obtenidos en la simulación numérica de este trabajo muestran una variación con respecto a los valores de Jani *et al.* de 2003, lo anterior es debido a que en el trabajo actual se utilizó la correlación presentada por Jani *et al.* de 2004 (en el artículo de Jani *et al.*, de 2003, presenta otra correlación y se cree que la correlación utilizada del 2004 es más precisa) para la solución de trabajo y las propiedades termodinámicas son dadas por Medrano en 2000 (apéndice b), calculadas al valor medio entre la temperatura de saturación de la solución y la temperatura de pared. Cabe destacar que en este estudio, se toma un calentamiento de pared uniforme debido a que los autores así lo presentan.

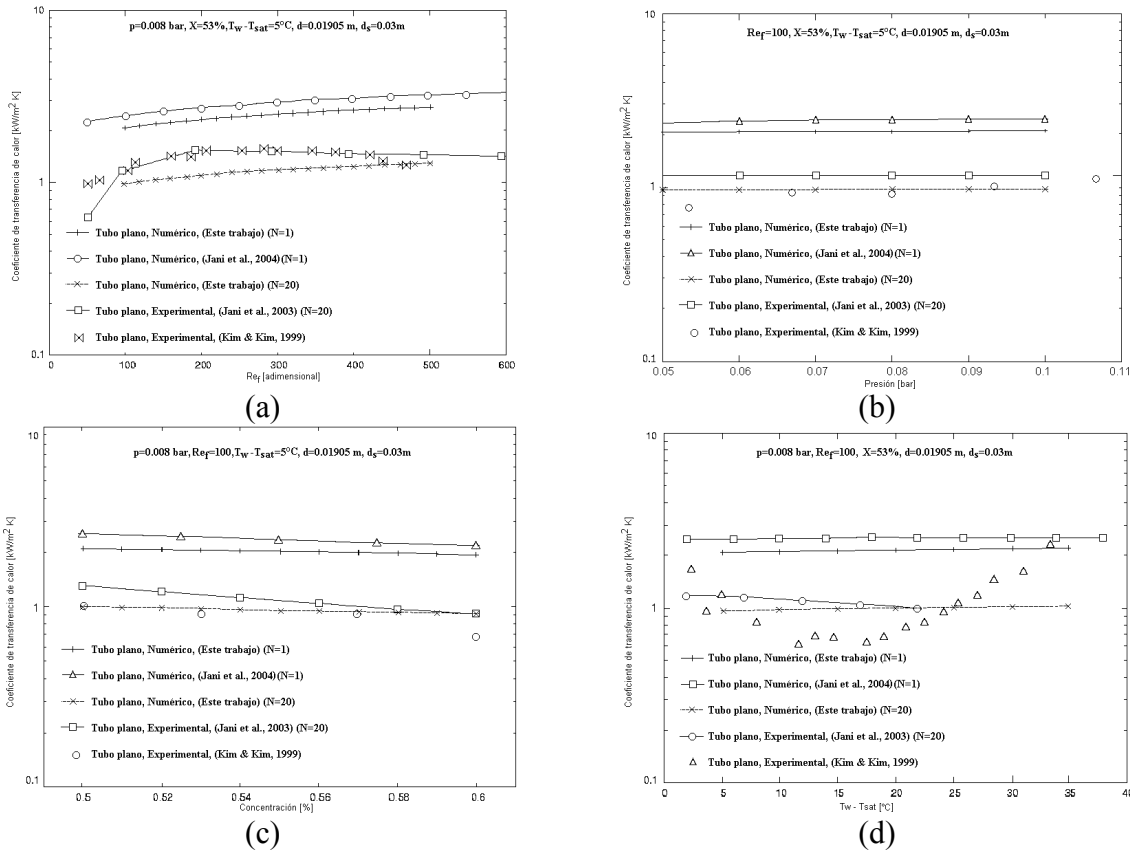


Fig. 4.3.1.1 Comparación entre los resultados de Jani *et al.* en 2003, los de Jani *et al.* en 2004 y los resultados de este trabajo (a) Re_f vs. A, (b) p vs. A, (c) X vs. A y (d) $(T_{wall} - T_{sat})$ vs. A

Una vez teniendo certeza de que los datos arrojados por el programa de la mezcla se acercan a los datos publicados por Jani *et al.* de 2003 y Jani *et al.* de 2004, se anexaron los algoritmos de resolución para analizar el flujo del líquido dentro de tuberías (aceite térmico) y la conducción de calor en la pared de los tubos, obteniendo las gráficas mostradas en la Fig. 4.3.2.1. Como se puede observar, las variaciones no son evidentes debido a que la simulación se llevo a cabo, en todos los casos, para uno y veinte tubos con una distancia de 0.9 metros para cada tubo. La variación que se observa en cada gráfica corresponde a que al variar la temperatura de la pared del tubo, las condiciones de saturación en la mezcla cambian, siendo más notorio en la Fig. 4.3.2.1d, ya que la temperatura de pared tiene un cambio mayor.

4.3.2 Comparación del funcionamiento de los ciclos de absorción NH_3-H_2O y NH_3-LiNO_3 para sistemas de refrigeración

Da-Wen Sun en 1997 [Da-Wen Sun, 1997] hace una comparación del funcionamiento de sistemas de refrigeración por absorción para las mezclas NH_3-H_2O y NH_3-LiNO_3 . La Fig. 4.3.2.1 muestra los componentes básicos de un ciclo de refrigeración por absorción. En función de mejorar el sistema, un intercambiador de calor es incluido en el ciclo. Sí el ciclo operara con NH_3-H_2O , un rectificador necesita ser agregados para remover las moléculas de agua del vapor de refrigerante que sale del generador antes de llegar al condensador. De acuerdo con el estudio de Da-Wen Sun, asume que el vapor de refrigerante contiene 100% de amoníaco (lo cual es irreal para el ciclo NH_3-H_2O) para tener una compatibilidad de los resultados con los ciclos NH_3-H_2O y NH_3-LiNO_3 .

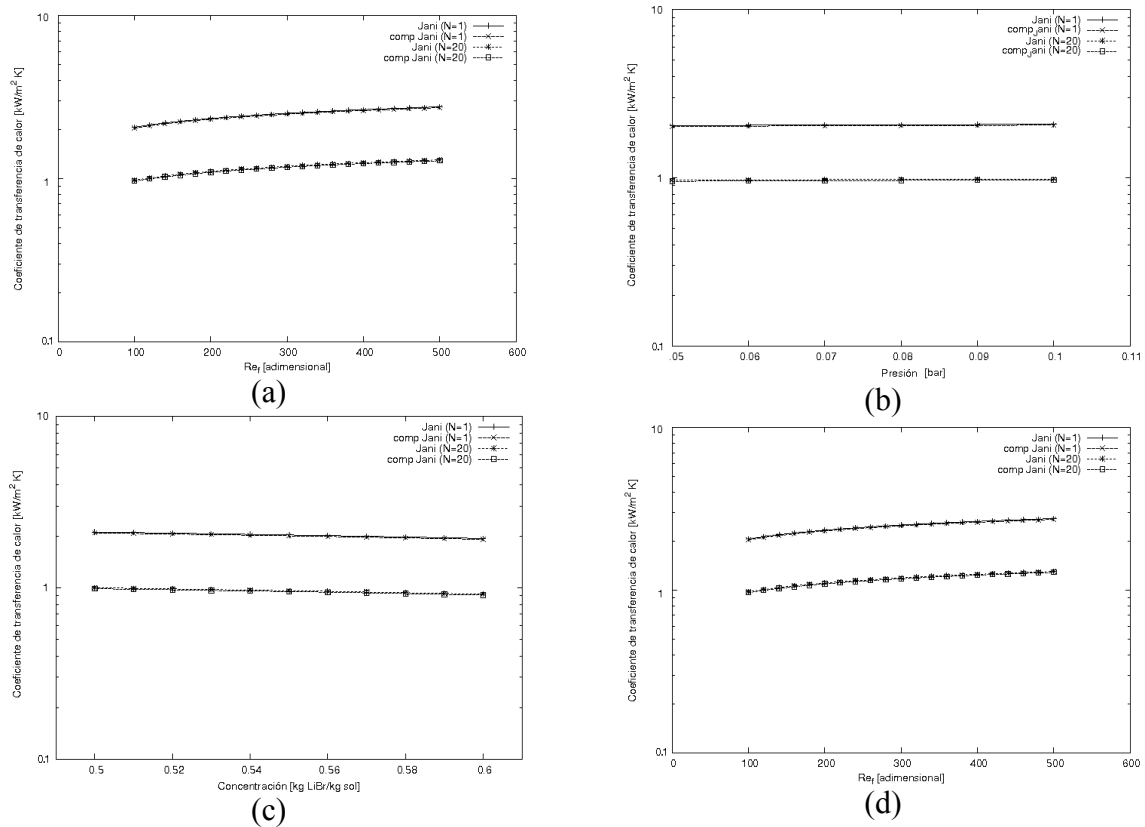


Fig. 4.3.2.1 Comparación entre los resultados numéricos para A de película descendente en solución y A de película descendente el generador completo para: (a) Re_f vs. A, (b) p vs. A, (c) X vs. A y (d) $(T_{wall} - T_{sat.})$ vs. A

El funcionamiento del sistema es medido por medio del coeficiente de operación (COP):

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + W_s} \tag{4.3.2.1}$$

En función de la ecuación 4.3.2.1, la conservación de masa y energía deben ser determinados para cada componente. Para el generador, los balances de masa y energía quedan:

$$m_7 = m_1 + m_8 \quad (\text{balance másico total}) \tag{4.3.2.2}$$

$$m_7 X_7 = m_1 + m_8 X_8 \quad (\text{balance másico de NH}_3) \tag{4.3.2.3}$$

La ecuación 4.3.2.3 supone una concentración del 100% de refrigerante.

$$Q_{GE} = m_1 h_1 + m_8 h_8 - m_7 h_7 \tag{4.3.2.4}$$

De las ecuaciones 4.3.2.2 y 4.3.2.3, las tasas de flujo de la solución concentrada y diluída son determinadas como:

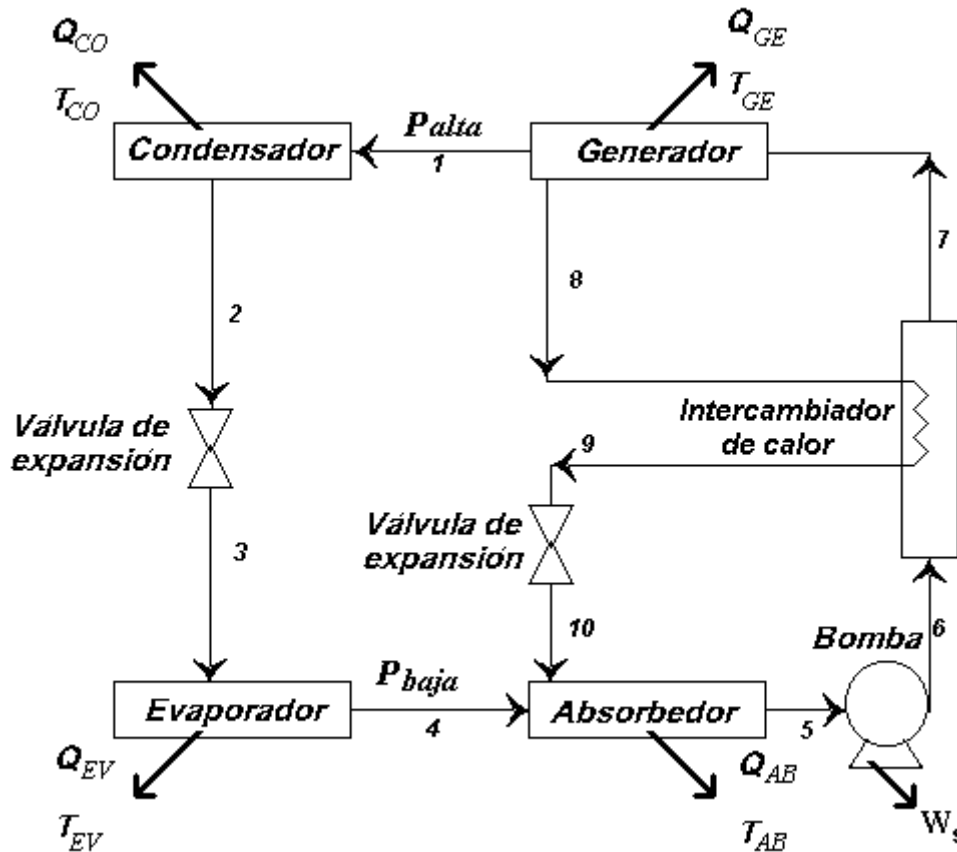


Fig. 4.3.2.1 Esquema del ciclo de refrigeración por absorción [Da-Wen Sun, 1996]

$$m_8 = \frac{1 - X_7}{X_7 - X_8} m_1 \quad (4.3.2.5)$$

$$m_7 = \frac{1 - X_8}{X_7 - X_8} m_1 \quad (4.3.2.6)$$

de la ecuación 4.3.2.6, la tasa de circulación del sistema puede ser derivada como:

$$RF = \frac{m_7}{m_8} \quad (4.3.2.7)$$

El balance de energía para el intercambiador de calor es como sigue:

$$T_9 = ex T_6 + (1 - ex) T_8 \quad (4.3.2.8)$$

$$h_7 = h_6 + \frac{m_8}{m_7} (h_8 - h_9) \quad (4.3.2.9)$$

El incremento de la energía por la bomba es:

$$h_6 = h_5 + (p_6 - p_5) \quad (4.3.2.10)$$

$$W_s = h_5 + (p_6 - p_5) \quad (4.3.2.11)$$

Finalmente, los balances de energía para el absorbedor, condensador y evaporador son:

$$Q_{AB}=m_4h_4+m_{10}h_{10}-m_5h_5 \quad (4.3.2.12)$$

$$Q_{CO}=m_1(h_1-h_2) \quad (4.3.2.13)$$

$$Q_{EV}=m_1(h_4-h_3) \quad (4.3.2.14)$$

Si las temperaturas del generador, condensador, evaporador y absorbedor, y la tasa de flujo másico del refrigerante o la carga de refrigeración requerida son dados, las ecuaciones de arriba pueden ser resueltas simultáneamente para obtener el coeficiente de operación del sistema.

En el estudio de Da-Wen Sun, para los ciclos de refrigeración por absorción $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, el NH_3 es el refrigerante, los absorbentes son el LiNO_3 y H_2O , respectivamente. Las propiedades termodinámicas en los estados 1-4 de la Fig. 4.3.2.1 son determinadas por el NH_3 , y los estados del 5-10 pueden ser calculados con base a la mezcla binaria de las soluciones $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Da-Wen Sun en su estudio utiliza unas ecuaciones ajustadas, con datos tomados del ASHRAE handbook [ASHRAE, 1993] para la temperatura, presión y entalpía, del NH_3 líquido saturado y el vapor de NH_3 .

Para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, Da-Wen Sun toma la ecuación presentada por Bourseau y Bugarei en 1986 [Bourseau y Bugarei, 1986] para la presión de saturación en función de la temperatura y la concentración, para la entalpía en función de la concentración y temperatura, toma la ecuación dada por Patek J. y Klomfar J. en 1995 [Patek y Klomfar, 1995]. Para tener una relación entre el volumen específico, la temperatura y la concentración, ajustó los datos tomados del ASHRAE handbook.

Las ecuaciones que relacionan la presión de saturación con la temperatura de la solución, la concentración con la temperatura y la entalpía, además de la densidad con la temperatura y concentración son tomadas del artículo presentado por Infante-Ferreira en 1984 [Infante-Ferreira, 1984], para la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

Con el objetivo de comparar el funcionamiento del ciclo de refrigeración $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Da-Wen Sun fijó el flujo de calor que entra al evaporador a un valor de 18.60 kW, y utilizó las ecuaciones descritas anteriormente, junto con las propiedades termodinámicas de cada uno, mencionadas anteriormente (un programa de computo realiza las operaciones necesarias para calcular las propiedades termodinámicas del ciclo, con base en las ecuaciones presentadas por Da-Wen Sun). La Tabla 4.3.2.1 muestra la comparación de varios estados termodinámicos en la operación del ciclo a $T_{GE}=100\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{CO}=30\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{AB}=25\text{ }^\circ\text{C}$ y $T_{EV}=-5\text{ }^\circ\text{C}$, con una efectividad del intercambiador de calor del 80%. Además, de que el NH_3 es el refrigerante en estos ciclos, altas presiones son observadas. Las cantidades de solución circulada son 3.56 y 4.09 kg/min para el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, respectivamente. Lo que significa que más refrigerante puede ser evaporado en el generador para el ciclo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ que para el otro ciclo. Como un resultado, una bomba más grande es necesaria para el ciclo $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

La Tabla 4.3.2.1 muestra también que las propiedades termodinámicas son completamente diferentes para ambas soluciones, resultando en diferentes flujos de energía hacia o para cada componente para estos dos ciclos. Esto es ilustrado en la Tabla 4.3.2.2, en la cual se utilizaron las mismas condiciones de operación. Puede verse también, que el mayor consumo de energía ocurre en el generador, y que el trabajo mecánico requerido por la bomba es muy pequeño y puede ser omitido para cálculos generales. La energía suministrada al evaporador o el calor absorbido en el evaporador es el mismo en los dos ciclos, debido a que se fija el flujo de calor que entra al evaporador. La energía suministrada al generador determina los valores del COP del ciclo.

Tabla 4.3.2.1 Propiedades termodinámicas en varios estados para los ciclos NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃ [Da-Wen Sun, 1997].

Estado del fluido	T (°C)	p (bar)	X (%)	\dot{m} [kg/s]	h (kJ/kg)
Ciclo NH ₃ -H ₂ O					
GE _{ref,out} (1)*	100.00	11.67	1.00	0.01667	1448.44
CO _{ref,out} (2)*	30.00	11.67	1.00	0.01667	340.78
EV _{ref,out} (4)*	-5.00	3.54	1.00	0.01667	1456.62
AB _{sol,out} (5)*	25.00	3.54	0.5263	0.058	-140.74
GE _{sol,in} (7)*	65.95	11.67	0.5263	0.058	58.32
GE _{sol,out} (8)*	100.00	11.67	0.3352	0.04133	223.51
AB _{sol,in} (10)*	40.00	3.54	0.3352	0.04133	-54.35
Ciclo NH ₃ -LiNO ₃					
GE _{ref,out} (1)*	100.00	11.67	1.00	0.01667	1448.44
CO _{ref,out} (2)*	30.00	11.67	1.00	0.01667	340.78
EV _{ref,out} (4)*	-5.00	3.54	1.00	0.01667	1456.62
AB _{sol,out} (5)*	25.00	3.54	0.5356	0.068	-139.07
GE _{sol,in} (7)*	61.95	11.67	0.5356	0.068	-3.67
GE _{sol,out} (8)*	100.00	11.67	0.3846	0.05133	103.47
AB _{sol,in} (10)*	40.00	3.54	0.3846	0.05133	-74.80

* los números en los paréntesis son mostrados en la Fig. 4.3.2.1.

Tabla 4.3.2.2 Flujo de energía para cada componente en los ciclos NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃.

Flujo de energía	NH ₃ -H ₂ O	NH ₃ -LiNO ₃
Q _{GE} (kW)	29.99	29.69
Q _{CO} (kW)	18.46	18.46
Q _{EV} (kW)	18.60	18.60
Q _{AB} (kW)	30.19	29.89
COP	0.6200	0.6263

En la Fig. 4.3.2.2 se muestra la variación del coeficiente de operación con la temperatura de generación para los ciclos de absorción NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃, a temperaturas de absorción, condensación y evaporación de 40, 40 y 0 °C, respectivamente, un flujo de calor que entra al evaporador de 10 kW y una efectividad del intercambiador de calor de 80%. Estos valores son tomados a partir de los datos de diseño de nuestro prototipo [Llamas, 2004]. Los valores del COP aumentan para estos dos ciclos conforma la temperatura de generación se incrementa. Además, existe una temperatura mínima de generación límite para cada ciclo, y cada ciclo no puede ser operado por debajo de esta temperatura de operación límite para estas condiciones de trabajo. El ciclo NH₃-LiNO₃ tiene una temperatura límite de operación más baja con respecto al otro ciclo. Se muestra también que el ciclo NH₃-LiNO₃ da el mejor

funcionamiento para estas condiciones de trabajo, ya que el ciclo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ tiene un menor COP. Sin embargo, las diferencias entre ellos no son tan notables. Un punto importante es que dentro del rango de temperaturas de trabajo, un sistema de colectores solares puede proporcionar, la energía necesaria a ambos sistemas.

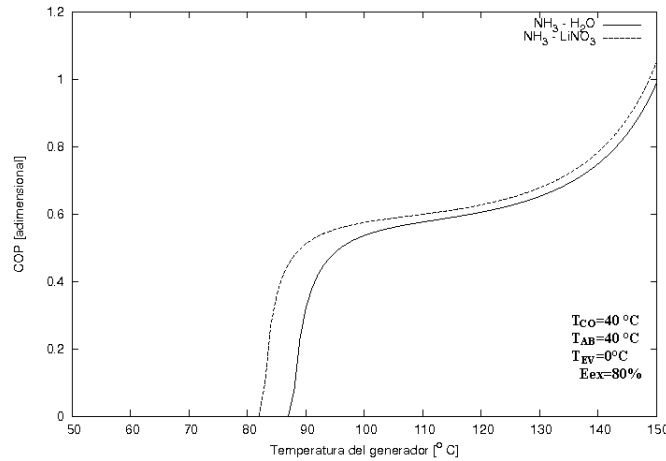


Fig. 4.3.2.2 Variación del coeficiente de operación con la temperatura del generador.

La Fig. 4.3.2.3 muestra una comparación de los valores del COP contra la temperatura del condensador para ambos ciclos, a temperaturas de absorción, generación y evaporación de 40, 140 y 0 °C, respectivamente, y una efectividad del intercambiador de calor de 80%. Se puede ver en la figura que los coeficientes de operación decrecen con el incremento de la temperatura de condensación para ambos ciclos. Para un rango de temperaturas de condensación de 20 a 40 °C, el ciclo $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ tiene valores más altos de COP si se compara contra el ciclo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. En ambos ciclos tienen un valor de COP menor a temperaturas mayores de condensación, con una disminución semejante entre uno y otro de los ciclos.

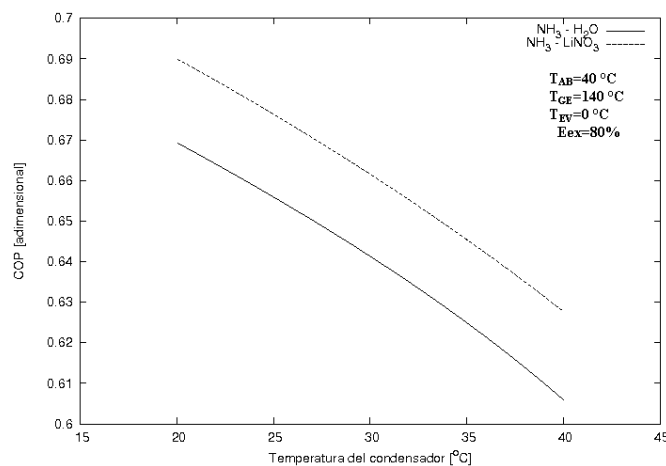


Fig. 4.3.2.3 Variación del coeficiente de operación con la temperatura del condensador.

En la Fig. 4.3.2.4 muestra la comparación de valores del COP contra la temperatura del evaporador para ambos ciclos, a temperaturas de condensación, absorción y generación de 40, 40 y 140 °C, respectivamente, y una efectividad del intercambiador de calor de 80%. Con un incremento en la temperatura del evaporado, los valores de COP para ambos ciclos aumentan, con un aumento más notorio para el ciclo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, incluso llega a superar al ciclo $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ a una temperatura de evaporación cercana a los 9

°C, esto se ve en el cruzamiento en el funcionamiento de los dos ciclos. Para temperaturas por debajo de 0 °C, que es la temperatura de refrigeración, el ciclo con un mejor funcionamiento es el NH₃-LiNO₃, mientras que el ciclo NH₃-H₂O tiene valores de COP más bajos.

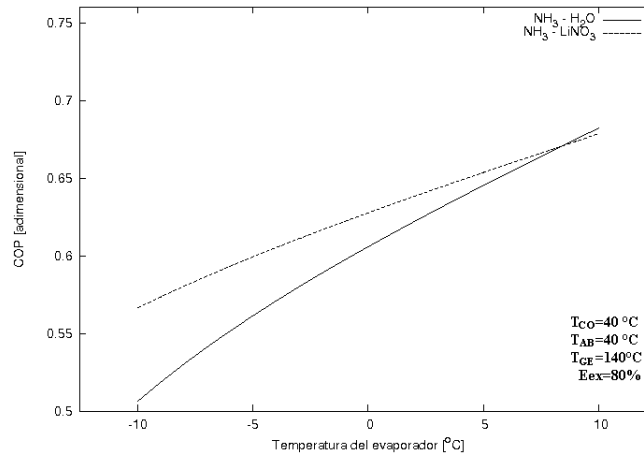


Fig. 4.3.2.4 Variación del coeficiente de operación con la temperatura del evaporador.

La comparación de los valores de COP vs la temperatura del absorbedor para los ciclos NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃, se muestran en la Fig. 4.3.2.5. Se puede ver en la figura que ambos ciclos tienen un valor de COP menor, a temperaturas mayores de absorción para estas condiciones de trabajo, con una disminución más marcada para el ciclo NH₃-H₂O. Para una temperatura entre 20 y 23 °C, el ciclo NH₃-H₂O obtiene valores más altos de COP en comparación con el otro ciclo, sin embargo, la disminución en el COP es mayor para temperaturas de 24 a 40 °C, que el ciclo el ciclo NH₃-LiNO₃ obtiene valores más altos de COP si se compara contra el ciclo.

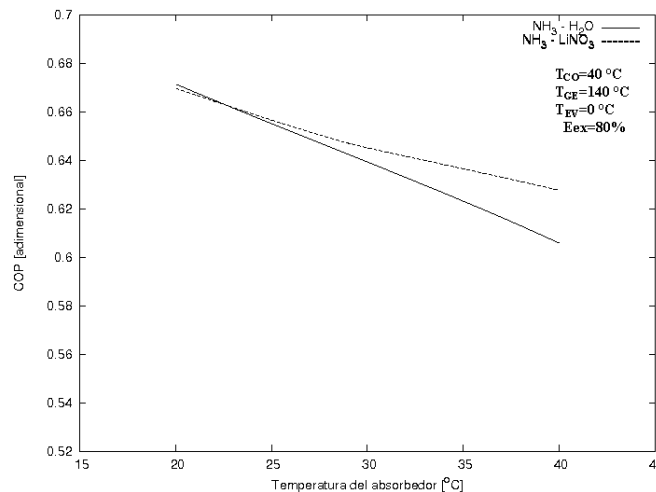


Fig. 4.3.2.4 Variación del coeficiente de operación con la temperatura del absorbedor.

En general, el condensador y el absorbedor deben estar al mismo nivel de temperatura, y cuanto más bajo, será mejor el funcionamiento de cualquiera de los dos ciclos, aunque la diferencia entre un ciclo y otro no son tan marcadas. Además, hay que considerar que el ciclo NH₃-LiNO₃ no necesita un rectificador para eliminar las partículas de agua que se pueden llegar a evaporar en el generador, como es el caso del ciclo NH₃-H₂O, y hacer

que el COP del ciclo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sea menor. Con lo anterior, el ciclo $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ es una buena alternativa para el ciclo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, ya que ambos ciclos son muy similares

4.3.3 Comparación del funcionamiento del generador para diferentes mezclas de trabajo

Una vez que se tienen la información de la sección 4.3.2, y tomando los datos de entrada al generador ($T_{\text{GE,in,sol}}$, p_{GE} , X_{GE} , $\dot{m}_{\text{GE,in,sol}}$) y la potencia frigorífica (Q_{EV}), el programa de simulación del generador de película descendente, descrito en la sección 4.2 debe de arrojar datos más precisos de salida, debido a que es un método más detallado y no tan robusto como el método de Da-Wen Sun y estos datos deben ser similares a los calculados en las Tablas 4.3.2.1 y 4.3.2.2 para los datos de salida del generador. Para realizar esta comparación, adicionalmente, se necesita dejar fijo el valor de entrada de temperatura o el flujo másico de aceite térmico, Estos valores se toman de los presentados por Llamas *et al.* de 2007 [Llamas *et al.*, 2007] ($T_{\text{in,oil}}=140^\circ\text{C}$ o $\dot{m}_{\text{in,oil}} = 0.8405 \text{ kg/s}$).

Para el programa de simulación del generador, las ecuaciones utilizadas para calcular las propiedades termodinámicas de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ son las presentadas por M Conde de 2006 (ver apéndice B). Para la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, las ecuaciones manejadas fueron las presentadas por Libotean *et al.* de 2007 [Libotean *et al.*, 2007] para la concentración, presión y temperatura de saturación, la de Libotean *et al.* de 2008 [Libotean *et al.*, 2008] para densidad, calor específico y viscosidad, y la de Infante-Ferreira de 1984 [Infante-Ferreira, 1984] para la entalpía (apéndice B).

Con ayuda de un programa iterativo de cómputo para encontrar las condiciones supuestas de cada punto, se hace la comparación de los resultados de las dos metodologías (el método de Da-Wen Sun y el programa del generador de película descendente) para los datos de salida del generador en ambos ciclos. Las Tablas 4.3.3.1 y 4.3.3.2 muestran esta comparación para las mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, con salida del refrigerante al 100% (NH_3 puro). Al hacer la comparación entre los valores que calculó Da-Wen Sun contra los valores del programa de simulación, en todas las variables que se presentan, el error es menor a $\pm 4\%$ para todos los casos. Esta variación en los resultados se debe, entre otras cosas, a la diferencia entre las ecuaciones que se tomaron para calcular las propiedades y al análisis más detallado del generador, no por medio de un balance global. Dando como resultado que el programa de simulación del generador de película descendente da resultados coherentes, comparado con otros resultados teóricos.

Como se puede ver en la Tabla 4.3.3.1, para el programa de simulación del generador de película descendente, se fija una temperatura de entrada de aceite térmico de 140°C , y se calcula un flujo másico de aceite térmico de 3.92 kg/s , para obtener un flujo de calor de evaporación de 18.60 kW (potencia frigorífica fijada) para el ciclo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, a las condiciones de operación del ciclo de $T_{\text{GE}}=100^\circ\text{C}$, $T_{\text{CO}}=30^\circ\text{C}$, $T_{\text{AB}}=25^\circ\text{C}$ y $T_{\text{EV}}=-5^\circ\text{C}$, con una efectividad del intercambiador de calor del 80%. En contraste, para el ciclo $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, se requeriría un flujo másico de aceite térmico de 1.52 kg/s a una temperatura de entrada de aceite térmico de 140°C , para obtener la misma potencia frigorífica, a las mismas condiciones de trabajo.

En la Tabla 4.3.3.2, se fija un flujo másico de entrada de aceite térmico de 0.8405 kg/s para el programa de simulación del generador de película descendente, y se calcula una temperatura de aceite térmico de 158.75°C para el ciclo NH₃-H₂O, para obtener un flujo de calor de evaporación de 18.60 kW a las condiciones de operación del ciclo de T_{GE}=100 °C, T_{CO}=30 °C, T_{AB}=25 °C y T_{EV}=-5 °C, con una efectividad del intercambiador de calor del 80%. En cambio, para el ciclo NH₃-LiNO₃, se requeriría una temperatura de aceite térmico de 151.5°C para el mismo flujo másico de entrada de aceite térmico, para obtener flujo de calor en el evaporador de 18.60 kW, a las mismas condiciones de trabajo.

Tabla 4.3.3.1 Comparación entre los resultados de Da-Wen Sun contra los resultados del programa de simulación del generador de película descendente con una salida de refrigerante al 100% (NH₃ puro) y una temperatura fija de entrada de aceite térmico de 140°C

Variable	Datos calculados a través del método de Da-Wen Sun	Datos arrojados por el programa de simulación	Diferencia (%)
Ciclo NH ₃ -H ₂ O; $\dot{m}_{in,oil} = 3.92 \text{ kg/s}$, A=1 kW/m K			
T _{sol,out} (°C)	100.00	97.81	2.19
X _{out} (%)	0.3352	0.3249	3.07
$\dot{m}_{NH_3,out}$ (kg/s)	0.01667	0.01733	3.74
$\dot{m}_{sol,out}$ (kg/s)	0.04133	0.04067	1.53
Q _{EV} (kW)	18.60	18.60	0
Q _{GE} (kW)	29.99	30.47	1.60
COP	0.6200	0.6103	1.57
Ciclo NH ₃ -LiNO ₃ ; $\dot{m}_{in,oil} = 2.25 \text{ kg/s}$, A=1 kW/m K			
T _{sol,out} (°C)	100.00	97.89	2.11
X _{out} (%)	0.3846	0.3772	1.93
$\dot{m}_{NH_3,out}$ (kg/s)	0.01667	0.01733	3.66
$\dot{m}_{sol,out}$ (kg/s)	0.05133	0.05067	1.19
Q _{EV} (kW)	18.60	18.60	0
Q _{GE} (kW)	29.69	29.69	0.02
COP	0.6263	0.6265	0.02

Hasta el momento, un problema que no tomó en cuenta al trabajar el programa con la mezcla NH₃- H₂O por Da-Wen Sun, es que a la salida de vapor del generador, se tiene amoniaco con una pequeña cantidad de agua, lo cual, al tomarlo en cuenta, acercaría los resultados más a la realidad.

Para calcular la concentración del vapor de salida del generador, se necesita una ecuación que nos de la fracción másica en fase vapor de la solución, tal que a la presión de trabajo del generador y con la temperatura de saturación se logre calcular la concentración a la que sale el vapor. Para tener este valor, se siguió el procedimiento descrito a continuación:

- Con apoyo en el programa Refprop 8.0 [REFPROP v. 8.0, 2007], se calculan diferentes tablas a intervalos de presión dentro del rango de trabajo del generador

(de 11 bar a 17 bar), un ejemplo de estos datos son los mostrados en la tabla 4.3.2.3 para un valor de presión dado.

- Con los valores de las tablas obtenemos una ecuación para cada presión dada, con el objetivo de obtener la fracción másica del vapor de amoniaco para la mezcla, teniendo como variable a la temperatura de saturación y un valor de presión dado.
- Ya que se tienen las diferentes ecuaciones para diferentes valores de presión y para conocer el valor a una presión deseada se interpola suponiendo que el comportamiento es lineal, y así obtener el valor de la concentración del vapor generado (% de NH₃ y H₂O).

Del programa completo del generador de película descendente, se conoce la cantidad de masa de vapor que se genera, y con el procedimiento anterior podemos saber la cantidad de vapor de amoniaco que se tiene a la salida del generador.

En las Tablas 4.3.2.4 y 4.3.2.5 se hace comparación entre los resultados de método utilizado por Da-Wen Sun, con salida de refrigerante al 100% (NH₃ puro), contra los resultados de programa del generador de película descendente para la mezcla NH₃-H₂O, con salida del vapor del generador a la concentración calculada.

Tabla 4.3.3.2 Comparación entre los resultados de Da-Wen Sun contra los resultados del programa de simulación del generador de película descendente con una salida de refrigerante al 100% (NH₃ puro) y un flujo fijo de entrada de aceite térmico de 0.8405 kg/s

Variable	Datos calculados a través del método de Da-Wen Sun	Datos arrojados por el programa de simulación	Diferencia (%)
Ciclo NH ₃ -H ₂ O; T _{in,oil} = 158.7582 °C, A=1 kW/m K			
T _{sol,out} (° C)	100.00	96.86	3.14
X _{out} (%)	0.3352	0.3263	2.64
$\dot{m}_{NH_3,out}$ (kg/s)	0.01667	0.01717	3.26
$\dot{m}_{sol,out}$ (kg/s)	0.04133	0.4083	1.31
Q _{EV} (kW)	18.60	18.60	0
Q _{GE} (kW)	29.99	30.02	0.10
COP	0.6200	0.6194	0.10
Ciclo NH ₃ -LiNO ₃ ; T _{in,oil} = 151.50 °C, A=1 kW/m K			
T _{sol,out} (° C)	100.00	87.04	12.96
X _{out} (%)	0.3846	0.3789	1.49
$\dot{m}_{NH_3,out}$ (kg/s)	0.01667	0.01717	2.84
$\dot{m}_{sol,out}$ (kg/s)	0.05133	0.05083	0.92
Q _{EV} (kW)	18.60	18.60	0
Q _{GE} (kW)	29.69	28.97	2.45
COP	0.6263	0.6421	2.51

Tabla 4.3.2.3. Valores calculados por el programa Refprop 8.0 para conocer la concentración en fase vapor de la solución NH₃-H₂O a p=15.56 bar [REFPROP v. 8.0, 2007].

Temperatura (°C)	Presión (bar)	Fase vapor Frac. Másica (NH ₃)	Fase Vapor Frac. Másica (H ₂ O)
80.648	15.56	0.98680	0.013200
90.139	15.56	0.97679	0.023212
102.42	15.56	0.95595	0.044049
116.63	15.56	0.91615	0.083848
130.36	15.56	0.85566	0.14434
141.74	15.56	0.78446	0.21554
150.55	15.56	0.71377	0.28623
157.31	15.56	0.64921	0.35079
162.57	15.56	0.59233	0.40767
166.75	15.56	0.54288	0.45712
170.14	15.56	0.50000	0.50000

La Tabla 4.3.3.4 se calcula a un flujo de aceite térmico de 1.62 kg/s, con una temperatura de entrada de 140°C, mientras que la Tabla 4.3.3.5 se calcula una temperatura de entrada de 149.25 °C a un flujo de aceite térmico de 0.8405 kg/s. Ambas tablas son para un ciclo NH₃-H₂O con salida de refrigerante diferente del 100%, para obtener un flujo de calor de evaporación de 18.60 kW a las siguientes condiciones: T_{GE}=100 °C, T_{CO}=30 °C, T_{AB}=25 °C y T_{EV}=-5 °C, con una efectividad del intercambiador de calor del 80%.

La Tabla 4.3.3.1 y la Tabla 4.3.3.4 se calculan para una temperatura de entrada de aceite térmico de 140°C. Sin embargo, en la segunda tabla se calcula una concentración de vapor a la salida de 95.3%, lo que da como resultado un flujo másico menor de aceite térmico comparado contra el valor de la primera (baja de 3.91 kg/s a 1.61 kg/s),.

Tabla 4.3.3.4 Comparación entre los resultados de Da-Wen Sun contra los del programa de simulación del generador de película descendente con una salida de refrigerante diferente de 100% y una temperatura fija de entrada de aceite térmico de 140°C

Variable	Datos calculados a través del método de Da-Wen Sun	Datos arrojados por el programa de simulación	Diferencia (%)
Ciclo NH ₃ -H ₂ O con una concentración de vapor a la salida de 95.3%; $\dot{m}_{in,oil} = 1.62 \text{ kg/s}$, $A=1000 \text{ W/m K}$			
T _{sol,out} (°C)	100.00	97.47	2.53
X _{out} (%)	0.3352	0.3255	2.89
$\dot{m}_{NH_3,out}$ (kg/s)	0.01667	0.01733	3.56
$\dot{m}_{sol,out}$ (kg/s)	0.04133	0.04067	1.43
Q _{EV} (kW)	18.60	18.60	0
Q _{GE} (kW)	29.99	26.98	10.06
COP	0.6200	0.6894	11.19

Tabla 4.3.3.5 Comparación entre los resultados de Da-Wen Sun contra los del programa de simulación del generador de película descendente con una salida de refrigerante diferente de 100% y un flujo fijo de entrada de aceite térmico de 0.8405 kg/s

Variable	Datos calculados a través del método de Da-Wen Sun	Datos arrojados por el programa de simulación	Diferencia (%)
Ciclo NH ₃ -H ₂ O con una concentración de vapor a la salida de 95.6%; T _{in,oil} = 149.25°C, A=1000 W/m K			
T _{sol,out} (° C)	100.00	96.93	3.07
X _{out} (%)	0.3352	0.3263	2.65
$\dot{m}_{NH_3,out}$ (kg/min)	0.01667	0.01717	3.27
$\dot{m}_{sol,out}$ (kg/min)	0.04133	0.04083	1.32
Q _{EV} (kW)	18.60	18.60	0
Q _{GE} (kW)	29.99	26.80	10.64
COP	0.6200	0.6938	11.90

La comparación entre las tablas 4.3.3.2 y 4.3.3.5 pasa algo semejante, solo que en estas tablas el que permanece fijo es el flujo másico de aceite térmico, mientras que la temperatura de entrada del aceite térmico es menor para la Tabla 4.3.3.5, en comparación con la Tabla 4.3.3.2 (la temperatura cambia de 158.75 °C a 149.25°C). Además, la concentración calculada del flujo másico de vapor es de 95.6%.

Referencias

- ASHRAE, ASHRAE Handbook, refrigeration systems and applications, Chapter 40, p. 40.1. ASHRAE, 1971 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329, **1994**. mencionado en Sun, D-W. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems, Energy Conversion Management. 39, 1998, 357-368.
- Bourseau P, Bugarel R, Int. J. Refrig. 9, 1986, 206-214, mencionado en Sun, D-W. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems, Energy Conversion Management. 39, 1998, 357-368.
- Churchill SW, Frictional equation spans all fluid flow regimes, Chem. Engng. 84, **1977**, 91-92.
- Conde M. Engineering. Thermophysical properties of {NH₃ + H₂O} mixtures for industrial design of absorption refrigeration equipment. Formulation for industrial use. **2008**.
- García-Valladares O, Pérez-Segarra CD, Rigola J. Numerical simulation of double pipe condenser and evaporators, Int. J. Refrig. 27 (6), **2004**, 656-670.
- García-Valladares O, Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and numerical model, Int. J. Refrig. 30 (4), **2007**, 642-653.
- García-Valladares O, Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and numerical model, Int. J. Refrig. 30 (4), **2007**, 642-653.
- Gnielinski V, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Engng. 16, **1976**, 359-368.

- Herrera JV, Estudio de la transferencia de calor en generador de película descendente en tubos horizontales, Tesis de maestría, Posgrado en Ingeniería, UNAM, México, **2006**.
- Infante Ferreira CA, Thermodynamic and physical property data equation for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions, *Solar Energy* 32(2), **1984**, 231-236.
- Jani S, Saidi MH, Mozaffari AA, Tube bundle heat and mass transfer characteristics in falling films absorption generators, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*. 30 (4), **2003**, 565-576.
- Jani S, Saidi MH, Mozaffari A, Heydari A., Modeling of heat and mass transfer in falling film absorption generator, *Scientia Iranica*. 11 (1-2), **2004**, 81-91. mencionado en Jani S, Saidi MH, Mozaffari AA, Second law based optimization of falling film single tube absorption generator, *J. Heat Transf.* 126 (5), **2004**, 708-712:
- Kim D y Kim M, Heat transfer enhancement characteristics for falling film evaporation on horizontal enhanced tubes with aqueous LiBr solution, *Enhanced Heat transfer*. 6 (1), **1999**, 61-69
- Libotean S, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Vapour-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15 K), *J. Chem. Eng. Data*. 52 (3), **2007**, 1050-1055.
- Libotean S, Martín A, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Densities, viscosities and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 to 353.15 K), *J. Chem. Eng. Data*. 53 (10), **2008**, 2383-2388.
- Llamas SU. Desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción utilizando energía alterna. Tesis de licenciatura, Facultad de ciencias químicas e ingeniería, Universidad Autónoma del Estado de Morelos. **2004**.
- Medrano Martorell M, Desarrollo de un absorbedor tubular vertical enfriado por aire para un climatizador de absorción de agua-bromuro de litio, Tesis doctoral, Tarragona España, Universitat Rovira i Virgili, Escola Tècnica Superior D'Enginyeria Química. **2000**.
- Patankar SV, Numerical heat transfer and fluid flow, McGraw-Hill, New York, **1980**.
- Patek J, Klomfar J, *Int. J. Refrig.* 18 (4), 1995, 228-238, mencionado en Sun, D-W. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems, *Energy Conversion Management*. 39, 1998, 357-368.
- Sun, D-W. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems, *Energy Conversion Management*. 39, **1998**, 357-368.
- REFPROP v. 8.0. NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerants mixtures database, Standard Reference Data Program, USA, **2007**.

CAPÍTULO 5

CONTRASTACIÓN DEL MODELO DEL GENERADOR UTILIZANDO DATOS EXPERIMENTALES

Al programa de resolución para el generador de película descendente en tubos horizontales descrito en el capítulo anterior, y trabajando con la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, se le agregó una subrutina donde se puedan leer datos de un archivo que contiene los datos proporcionados por los instrumentos de medición a la entrada del generador (medidores de temperatura, presión y flujo) en el momento de realizar una prueba experimental. El objetivo de agregar esta subrutina es comparar los resultados derivados del programa de simulación del generador de película descendente a la salida del generador, contra los datos obtenidos por los sensores a la salida del generador en el equipo experimental.

5.1 Comparación entre los resultados numéricos y experimentales

En esta sección, los dos casos en estudio, el caso 1: flujo másico de aceite térmico variable y el caso 2: temperatura de entrada variable en el aceite térmico (capítulo 3) son comparados contra los datos experimentales en el periodo de tiempo cuando el sistema alcanzó la estabilidad. Los parámetros numéricos usados en el modelo numérico son $\mu=10^{-6}$ y $nz=100$ VC por tubo. La geometría del generador es la misma mostrada en el capítulo 3 y las condiciones de la tasa de flujo másico en los flujos de entrada (aceite y solución) se muestran en la Fig. 3.9.1a y Fig. 3.9.1b para el caso 1 y caso 2 respectivamente. Los perfiles de temperatura para el flujo de entrada de solución y el flujo de entrada de aceite usados en el modelo numérico son mostrados en la Fig. 3.9.2a para el caso 1 y Fig. 3.9.2b para el caso 2. Finalmente, a través de la medición de la densidad y temperatura de la solución a la entrada del generador, la concentración de entrada es calculada con las ecuaciones de las propiedades termofísicas dadas por Libotean *et al.* de 2007 [Libotean *et al.*, 2007]. Los perfiles de presión dentro del generador y la concentración de la solución a la entrada para la película descendente son ilustrados en las Figs. 3.9.6a y 3.9.6b para el caso 1 y el caso 2 respectivamente.

En la literatura técnica y desde nuestro conocimiento, nadie ha desarrollado una correlación empírica o ha presentado datos experimentales para el coeficiente de transferencia de calor por convección para la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ en película descendente dentro de un generador de este tipo. Por esta razón, un estudio numérico es desarrollado usando diferentes valores para este parámetro con el fin de mostrar su efecto en los resultados numéricos obtenidos. En el caso del flujo interno (aceite térmico), en la literatura existen correlaciones empíricas de gran confianza para ser utilizadas, con el objetivo de evaluar el coeficiente de transferencia de calor en una sola fase para flujo turbulento dentro de los tubos (ecuación 4.1.1.12).

Una comparación entre los resultados numéricos y experimentales para los perfiles de temperatura en el generador de película descendente se muestra en las Figs. 5.1.1-5.1.6. Un análisis con diferentes valores constantes del coeficiente de transferencia de calor (de 600 a 1000 [$\text{W/m}^2 \text{K}$]) para cada tubo, lo que significa que el número de tubos descendientes no

afecta el valor del coeficiente de transferencia de calor) y los resultados obtenidos con la correlación de Jani *et al.* de 2004 [Jani *et al.*, 2004] para la solución de película descendente son presentados en las Figs. 5.1.1 y 5.1.2.

En las Figs. 5.1.1 y 5.1.2, se ve que la ecuación presentada por Jani *et al.* de 2004 [Jani *et al.*, 2004] da valores del coeficiente de transferencia de calor alrededor de 1000 [W/m² K] y como resultado, la solución numérica está lejos de los datos experimentales (la correlación de Jani *et al.* de 2004 [Jani *et al.*, 2004] fue desarrollada para la mezcla H₂O-LiBr a las condiciones de trabajo: $7 \leq Pr \leq 10$, $100 \leq Re_f \leq 500$, $0.05 \text{ bar} \leq p \leq 0.1 \text{ bar}$, $50\% \leq X \leq 60\%$).

En ambas figuras (Figs. 5.1.1 y 5.1.2), los mejores resultados, comparando contra los datos experimentales, son aquellos que toman en cuenta un coeficiente de transferencia de calor constante de 600 [W/m² K] y el peor resultado fue aquel obtenido con la ecuación de Jani *et al.* de 2004 [Jani *et al.*, 2004]; esto es porque con un valor pequeño del coeficiente de transferencia de calor, el calor transferido desde el aceite a la solución decrece y es reflejado claramente en las líneas de tendencia. Por el otro lado, la Fig. 5.1.1a tiene una tendencia que varía con respecto a la tasa de flujo de entrada del aceite térmico, teniendo la mejor aproximación cuando la tasa de flujo másico en la solución es mayor porque este incrementa el flujo de calor que se transporta desde el aceite térmico.

De acuerdo a Jani *et al.* en 2003 [Jani *et al.*, 2003], el coeficiente de transferencia de calor promedio tiene un comportamiento decreciente conforme la película descendente cae al tubo inferior. Por esta razón, en las Figs. 5.1.3 y 5.1.4, el modelo toma en cuenta el decremento en el coeficiente de transferencia de calor promedio, debido a la posición del número que ocupa el tubo en la columna en forma descendente. Este valor es evaluado como es propuesto por Jani *et al.* en 2003 [Jani *et al.*, 2003]: el coeficiente de transferencia de calor promedio es definido en términos del coeficiente de transferencia de calor del primer tubo multiplicado por $N^{-0.25}$, donde N es el número de tubos en orden descendente. Para esta simulación numérica, los valores del coeficiente de transferencia de calor en el primer tubo son tomados como 600, 800 y 1000 [W/m² K] y la ecuación de Jani *et al.* en 2004 [Jani *et al.*, 2004]. Tomando en cuenta esta consideración, los nuevos resultados numéricos obtenidos comparados contra los datos experimentales son aproximadamente 2°C más cercanos en contraste con los resultados obtenidos anteriormente sin usar este término (para ambos, las temperaturas de salida de la solución y del aceite térmico).

Las Figs. 5.1.5 y 5.1.6 muestran resultados para las temperaturas de entrada y salida del aceite térmico y la solución considerando pérdidas en el generador de 15% debido a las pérdidas térmicas con el ambiente y al posible mojado no completo de los tubos por la solución en la película descendente. Para estos casos, en el modelo numérico, un coeficiente de transferencia de calor igual a 600 [W/m² K] en el primer tubo multiplicado por el factor dado por Jani *et al.* de 2003 [Jani *et al.*, 2003] se han asumido para la película descendente. Un buen grado de correlación se obtuvo entre los resultados experimentales y los resultados numéricos para los perfiles de temperatura de salida en el aceite (Fig. 5.1.5) y la temperatura de salida de la solución (Fig. 5.1.6) en el generador de película descendente. La mayor razón de las diferencias entre los resultados numéricos y experimentales pueden

ser los errores en las mediciones (temperatura, presión, densidad y tasa de flujo másico) y que la solución numérica toma en cuenta un área completamente mojada.

La comparación entre los resultados numéricos y experimentales para el flujo de calor en el generador de película descendente puede ser comparada en la Fig. 5.1.7, para estos casos, el perfil de flujo de calor es similar. 78.22% de los casos están con un error menor del $\pm 15\%$ con una desviación media entre los resultados numéricos y los experimentales de $\pm 8.68\%$ y una desviación máxima de 18.04% para el caso 1. Para el caso 2, 96.46% de los casos están con un error menor del $\pm 15\%$ con una desviación media entre los resultados numéricos y los experimentales de $\pm 8.57\%$ y una desviación máxima de 19.4%. Las desviaciones pueden ser reducidas si el modelo numérico considerara las pérdidas de calor debido a las condiciones ambientales y las pérdidas por conducción. Por otro lado, la formación de una película descendente no uniforme, tampoco es tomada en cuenta. Además, en el modelo numérico los errores en las ecuaciones de las propiedades para la solución y los errores de medición en los instrumentos de medición no son tomados en cuenta.

Al mismo tiempo, más trabajos de investigación son necesarios en un futuro, con el fin de obtener correlaciones empíricas de transferencia de calor para película descendente en este tipo de sistemas, trabajando con esta solución, con el objetivo de obtener un modelo general y más robusto del generador de película descendente con tubos horizontales.

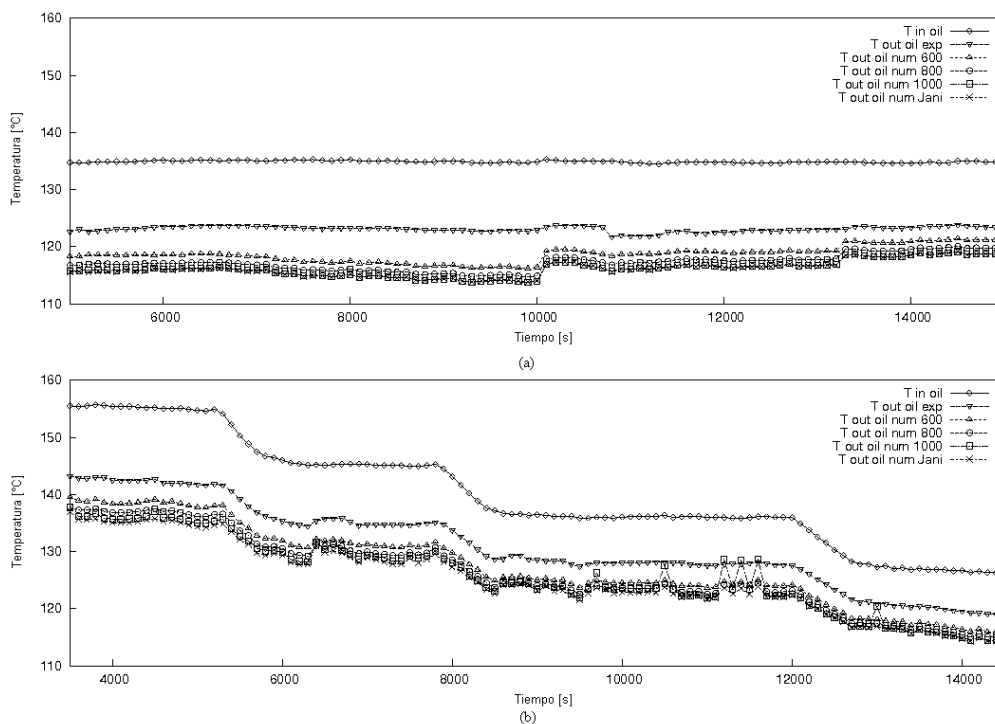


Fig. 5.1.1. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida del aceite térmico para diferentes valores constantes de γ y la ecuación propuesta por Jani *et al.* en 2004 a) caso 1, b) caso 2

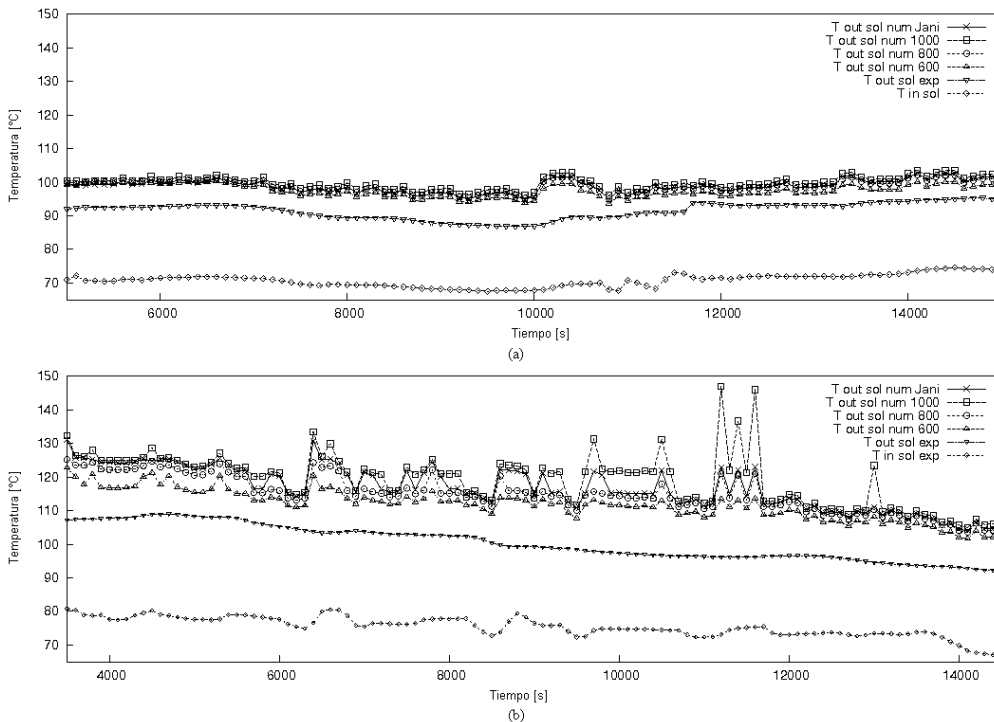


Fig. 5.1.2. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida de la solución para diferentes valores constantes de β y la ecuación propuesta por Jani *et al.* en 2004 a) caso 1, b) caso 2

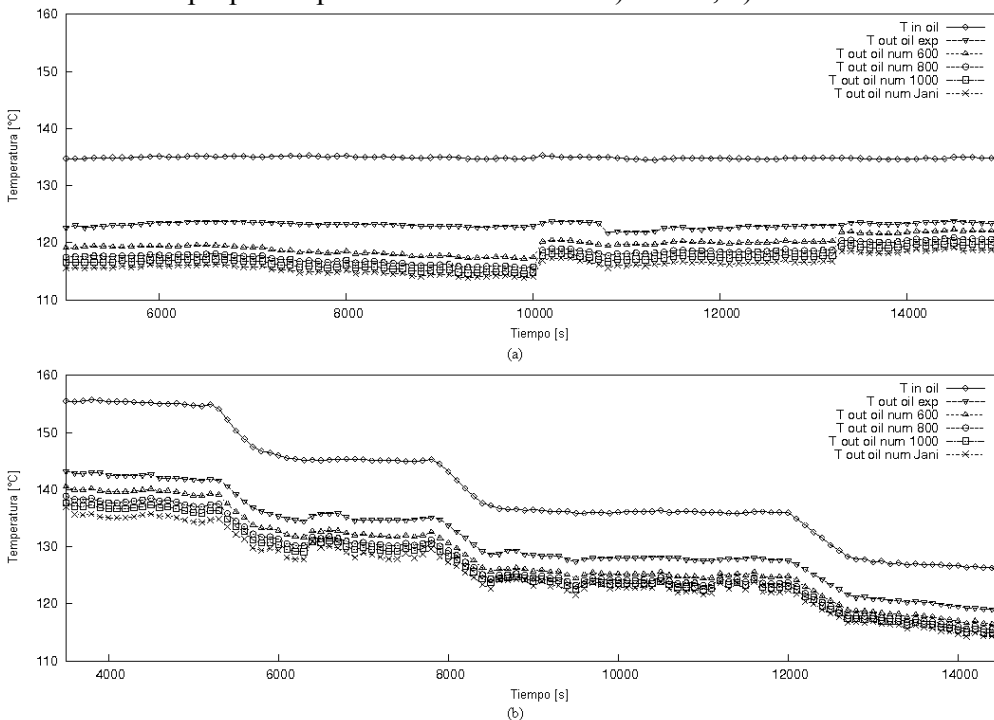


Fig. 5.1.3. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida del aceite térmico para diferentes valores de β en el primer tubo multiplicado por el factor dado por Jani *et al.* en 2004 a) caso 1, b) caso 2

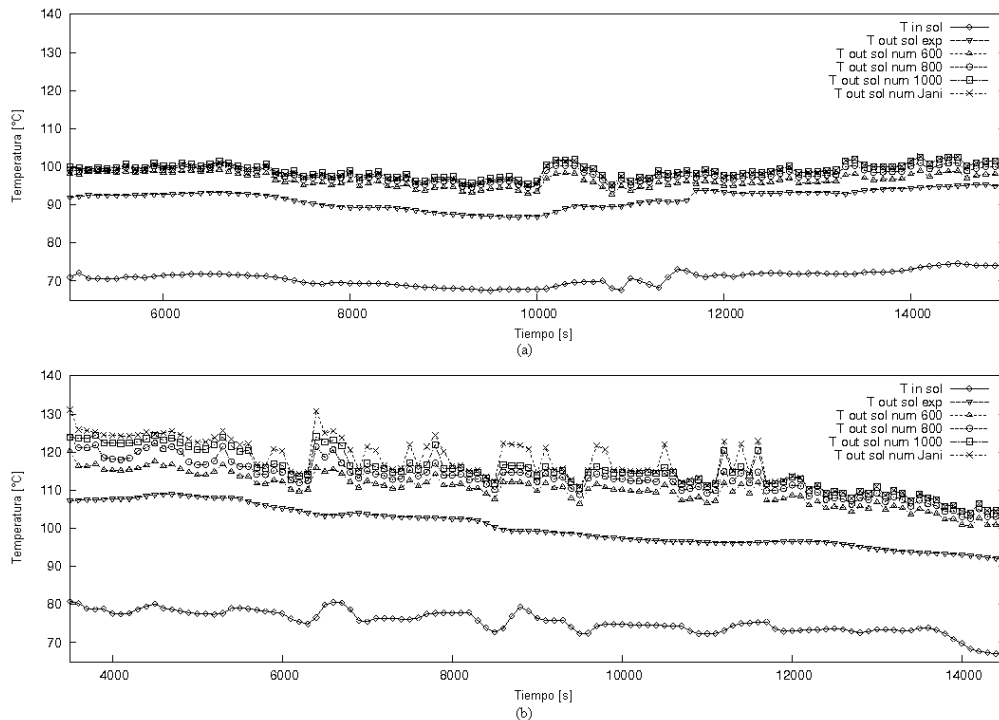


Fig. 5.1.4. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida de la solución para diferentes valores de Q_{loss} en el primer tubo multiplicado por el factor dado por Jani *et al.* en 2004 a) caso 1, b) caso 2

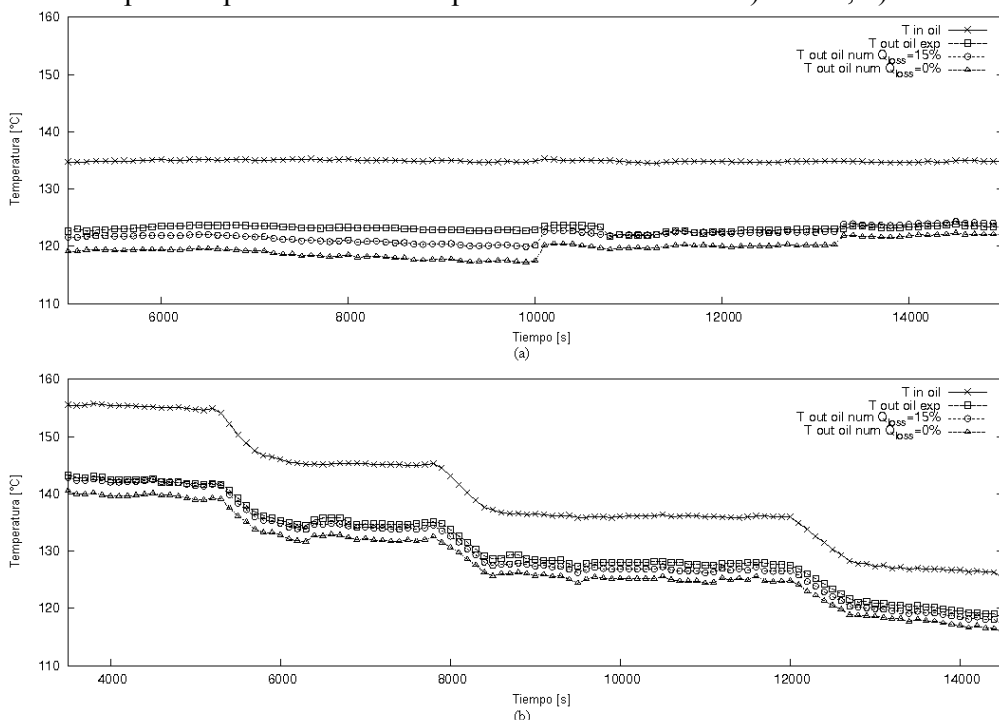


Fig. 5.1.5. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida del aceite térmico para $Q_{prim\text{er tubo}} = 600 \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$ y considerando $Q_{loss} = 15\%$ a) caso 1, b) caso 2

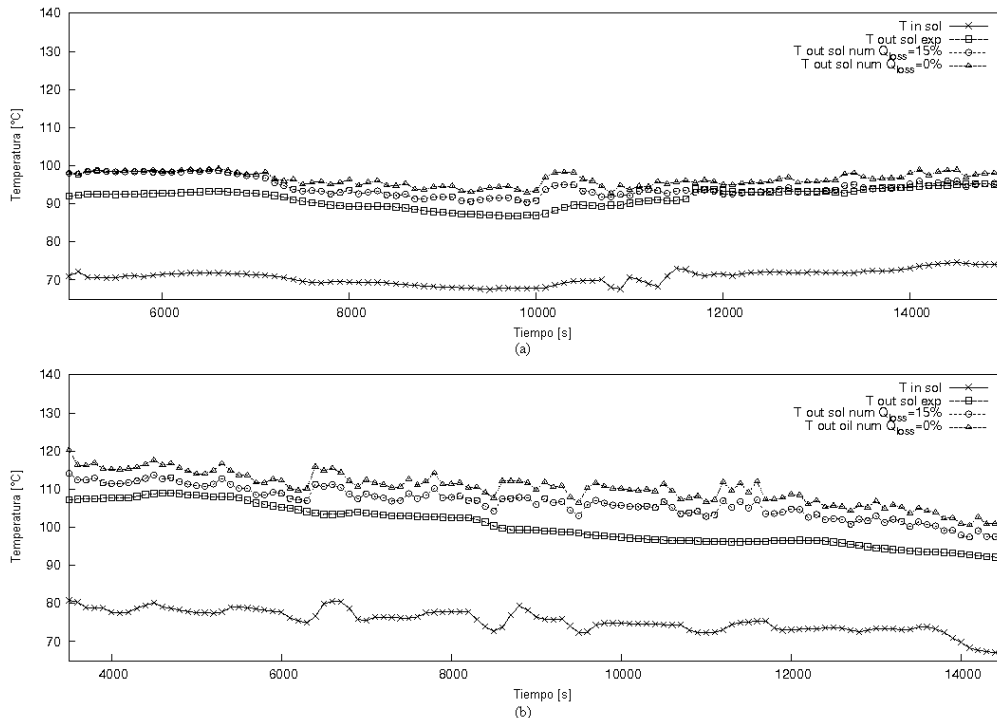


Fig. 5.1.6. Comparación de los resultados numéricos y experimental para los perfiles de temperatura de salida de la solución para $\alpha_{\text{primer tubo}}=600 \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$ y considerando $Q_{\text{loss}}=15\%$ a) caso 1, b) caso 2

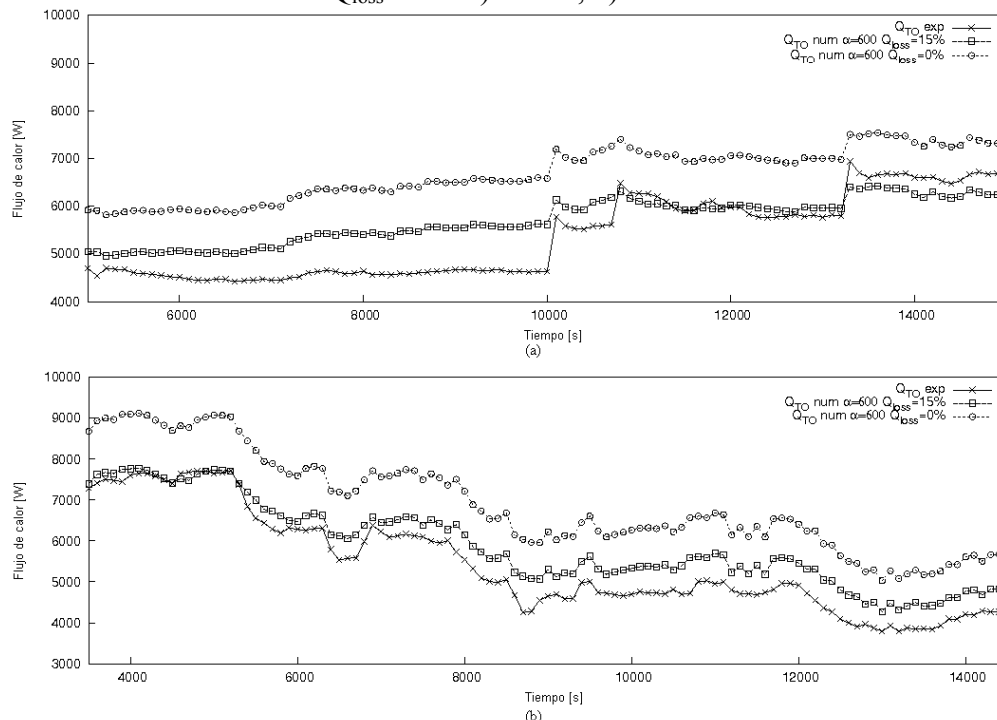


Fig. 5.1.7. Comparación de los resultados numéricos y experimental para el flujo de calor en el generador de película para $\alpha_{\text{primer tubo}}=600 \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$ y considerando $Q_{\text{loss}}=15\%$ a) caso 1, b) caso 2

Referencias

- Jani S, Saidi MH, Mozaffari AA, Tube bundle heat and mass transfer characteristics in falling films absorption generators, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*. 30 (4), **2003**, 565-576.
- Jani S, Saidi MH, Mozaffari A, Heydari A., Modeling of heat and mass transfer in falling film absorption generator, *Scientia Iranica*. 11 (1-2), **2004**, 81-91. mencionado en Jani S, Saidi MH, Mozaffari AA, Second law based optimization of falling film single tube absorption generator, *J. Heat Transf.* 126 (5), **2004**, 708-712:
- Libotean S, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Vapour-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15 K), *J. Chem. Eng. Data*. 52 (3), **2007**, 1050-1055.
- Libotean S, Martín A, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Densities, viscosities and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 to 353.15 K), *J. Chem. Eng. Data*. 53 (10), **2008**, 2383-2388.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

El desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción en el Centro de Investigación en Energía es presentado. El prototipo de absorción tiene un generador de película descendente con tubos horizontales que fue usado para obtener pruebas experimentales con el fin de cotejar estas contra el modelo numérico desarrollado para este tipo de intercambiadores de calor.

El modelo numérico del comportamiento térmico y la dinámica del fluido del generador de película descendente con tubos horizontales se ha desarrollado por medio de un análisis unidimensional llevado a cabo por medio de un algoritmo global que resuelve en una manera segregada el flujo dentro del tubo, el flujo de película descendente y la conducción de calor en la pared del tubo.

Los resultados experimentales del sistema de refrigeración por absorción, y principalmente los del generador de película descendente con tubos horizontales, fueron usados para validar el modelo numérico que predice razonablemente bien el perfil de temperatura a la salida en el aceite térmico y en el flujo de solución, conjuntamente con el flujo de calor que alimenta generador de película descendente.

Los objetivos alcanzados después de realizar y analizar el presente trabajo son las siguientes:

- Se construyó y diseñó un sistema de refrigeración por absorción de una etapa, como sistema experimental para el generador de película descendente con tubos horizontales. Lo que incluyó acoplar la instrumentación necesaria y un subsistema de calentamiento, para operarlo con aceite térmico y tener condiciones controladas de operación.
- Una sucesión de eventos y los lazos de control para el arranque, estabilización y paro del sistema de refrigeración fue establecida, con ellas, se realizaron las pruebas experimentales para los dos casos de estudio.
- Durante las pruebas experimentales, el equipo operó satisfactoriamente, no obstante, por debajo de su capacidad debido a problemas con el absorbedor.
- Con las pruebas realizadas, se evaluó el funcionamiento del generador bajo condiciones de trabajo reales.
- Se formuló el modelo teórico del generador de película descendente con tubos horizontales, de tal manera que permitió de manera estructurada llevar a cabo la simulación de los diferentes elementos en los cuales se separó el generador (flujo interno, flujo de película descendente y flujo de calor a través de la pared del tubo), lo que permitió estudiar las diferentes variables térmicas y la dinámica de fluidos para el generador, utilizando las mezclas $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluidos de trabajo, para predecir su funcionamiento.

- Una vez que se desarrolló el programa de simulación, este se evaluó con datos experimentales de los dos casos de estudio del equipo experimental, utilizando la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ como fluido de trabajo para el sistema de refrigeración, teniendo condiciones de trabajo controladas.
- Con base en una comparación entre los resultados numéricos y experimentales para el flujo de calor en el generador de película descendente en el sistema experimental, el modelo numérico arroja desviaciones del orden de $\pm 8.68\%$, para el primer caso de estudio y $\pm 8.57\%$ para el segundo caso de estudio.

Con base en lo anterior, podemos decir que el modelo numérico del generador de película descendente con tubos horizontales es aceptable.

6.2 Recomendaciones y trabajo futuro

El trabajo a futuro a desarrollar, con el objetivo de mejorar el trabajo ya realizado, se describe a continuación:

- En el sistema de refrigeración por absorción:
 - Modificar el diseño del absorbedor por uno que tenga mayor área de película descendente, ya que este limitó la capacidad del sistema. Una posible solución alternativa es colocar una bomba que permita la recirculación en el absorbedor actual, para tener una mejor absorción de refrigerante.
 - Pasar el condensador a una altura por debajo del generador, debido a que en la posición actual, parte del refrigerante generado se condensa en la línea que conecta estos dos componentes y regresa al generador.
 - Cambiar el evaporador actual por un intercambiador de calor de placas, como evaporador de la misma capacidad que el actual, para aumentar la eficiencia, disminuir volumen y peso, y de esta manera tener agua en lugar de aire como fluido a refrigerar y poder, por un lado, llevar esta agua a cualquier lugar que se quiera acondicionar, y por el otro, medir la capacidad de enfriamiento del equipo de una manera sencilla.
 - Realizar una serie de pruebas experimentales, con el equipo ya modificado, con el objetivo de tener la capacidad real del equipo y evaluar las mejoras obtenidas con las nuevas modificaciones.
- En el programa de simulación del generador de película descendente:
 - El modelo numérico llevado a cabo puede ser usado para predecir y mejorar el diseño de los generadores de película descendente. Sin embargo, más trabajos de investigación son necesarios en un futuro, con el fin de obtener una correlación empírica para el coeficiente de transferencia de calor local en una película descendente en este tipo de sistemas, trabajando con las soluciones de trabajo aquí estudiadas, en función de obtener un modelo numérico más general y robusto.

APENDÍCE A

PREPARACIÓN DE LA SOLUCIÓN $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ Y CARGA DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Se realizaron los cálculos para conocer la cantidad de solución que se necesita en el sistema, en función de la concentración requerida, la presión de saturación a la temperatura ambiente y las dimensiones de los depósitos que se tienen el generador y absorbedor. Obteniendo como resultado preparar 20 litros de solución a una concentración de 48% (kg de amoníaco/kg de solución).

A.1 Cálculo del volumen necesario de solución para el sistema

Para calcular el volumen de solución requerida en el generador se utilizó su diámetro interno que es de 6" y la distancia entre las conexiones para las válvulas del medidor de nivel, que es de 10.80"; con estas dimensiones se calculó un volumen de 5 litros. Para el volumen del absorbedor se tomaron sus dimensiones internas que son de 5.06" x 17.35" y una altura de 9", menos el volumen de los 29 tubos de 0.375" de diámetro. Se calculó un volumen para el absorbedor de 12.47 litros. El volumen total para llenar los depósitos del generador y el absorbedor es de 17.47 litros, pero con el sistema funcionando los niveles en el generador y absorbedor disminuyen debido a la solución que esta circulando dentro de las líneas y el economizador, por tal motivo el volumen necesario de solución se estimó en 20 litros.

A.2 Cálculo de masas de NH_3 y LiNO_3 requeridos para preparar la solución.

La concentración de la mezcla se fijo en función de la concentración de la solución concentrada de diseño en el sistema ($X_{sol\ concentrada}=0.4761$ [kg NH_3 /kg sol]), debido a que al inicio de la operación del sistema se bombea la solución concentrada del absorbedor hacia el generador para comenzar a generar vapor de NH_3 .

Para calcular las cantidades de NH_3 y LiNO_3 necesarias para preparar los 20 litros de solución, fue necesario conocer la densidad de la solución a esa concentración, para lo cual se utilizaron las correlaciones presentadas por Libotean *et al.* en el 2008 y las de Infante Ferreira del 1984; también se calculó la presión de equilibrio a la cual se llega cuando la solución está totalmente mezclada y la concentración de cristalización, la cual debe evitarse. Todo se calculó para una temperatura de 25° C que es aproximadamente la del ambiente, y los resultados obtenidos son los siguientes: $p=2.35$ bar; $\rho=1033.49$ kg/ m^3 y $X_{cris}=1.1496$ kg NH_3 /kg sol. La concentración de cristalización resultó mayor que uno, lo cual indica que a esta temperatura y concentración no existe riesgo de cristalización. Con la densidad calculada para la concentración de trabajo y el volumen total necesario se calculó la masa total de la solución y con la concentración se calcularon las masas de NH_3 y LiNO_3 necesarias para preparar los 20 litros de solución.

$$kg_{sol} = 20.670 \text{ kg}; \quad kg_{\text{NH}_3} = 9.922 \text{ kg}; \quad kg_{\text{LiNO}_3} = 10.748 \text{ kg}$$

A.3 Preparación de la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

A.3.1 Pesado del LiNO_3 :

El material que se utilizó para el pesado de la sal fue una balanza de precisión, un medidor digital de carga, un horno de secado con control automático, una espátula, charolas, papel aluminio, un embudo de plástico y un tanque para preparar la solución. Se trató de tener el LiNO_3 el menor tiempo posible expuesto al ambiente para evitar que ganara humedad.

A continuación se describe el procedimiento para pesar la sal:

1. Se precalienta el horno hasta 105°C , mientras tanto se preparan las charolas cubriéndolas con papel aluminio, nivelando la balanza de precisión y tarando la charola como se muestra en la Fig. A.3.1.1 (a).
2. Una vez que el horno alcanzó los 105°C se comienza a pesar el LiNO_3 en la balanza hasta tener aproximadamente 600 g y se introduce al horno que tiene capacidad para tres charolas, se sigue el mismo procedimiento hasta tener los 3 espacios ocupados dentro del horno, es aconsejable que el LiNO_3 este esparcido sobre toda la superficie de la charola, las charolas permanecen dentro del horno un tiempo mínimo de 40 minutos, la Fig. A.3.1.1 (b) muestra el horno con LiNO_3 en su interior.



(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. A.3.1.1 (a) Balanza de precisión con charola para LiNO_3 (b) Horno para secar LiNO_3 . (c) Medidor digital de carga con el tanque para preparar solución (d) Vaciado del LiNO_3 en el tanque para preparar solución.

3. Mientras transcurre el tiempo de secado, se coloca el tanque para preparar solución sobre el medidor digital de carga, se tara a cero, y en seguida se coloca el embudo en la parte superior para introducir el LiNO_3 . La Fig. A.3.1.1 (c) muestra el medidor digital de carga tarado con el tanque para preparar solución.
4. Después de pasados los 40 minutos, se sacan una por una las charolas y se vacían en el tanque para preparar solución con la ayuda del embudo como se muestra en la Fig. A.3.1.1 (d), de esta forma se evita que el LiNO_3 vuelva a absorber humedad. Es importante mantener el tanque cerrado todo el tiempo y solo abrirlo para introducir el LiNO_3 .
5. Dependiendo de la cantidad de LiNO_3 necesario se repiten los pasos 2 y 4 hasta tener la cantidad necesaria dentro del tanque para preparar la solución.

A.3.2 Procedimiento para preparación de la solución:

- a) Se coloca el tanque de solución sobre el medidor digital de carga y se conecta al tanque estacionario de suministro de NH_3 líquido, por medio de una manguera de teflón revestido con malla de acero inoxidable; se colocan las mangueras de purga en un recipiente cerrado con agua como se muestra en la Fig. A.3.2.1; posteriormente se debe extraer el aire contenido en la manguera utilizando la válvula de purga del tanque de solución o del tanque de NH_3 y se tara nuevamente el medidor digital de carga.
- b) Se cierra la válvula de purga y se abre la válvula de carga del tanque de solución, en ese momento se comienza a congelar la manguera indicando que el NH_3 líquido a comenzado a fluir. Al hacer contacto el NH_3 con el LiNO_3 , se eleva la temperatura y la presión a más de 11 bar. En esta parte se debe abrir la válvula de purga ubicada en la parte superior del tanque de solución para mantener controlada la presión a no más de 11 bar, si no se hace esto, el NH_3 líquido dejaría de fluir, debido a que se igualaran las presiones del tanque de solución y del tanque de suministro de NH_3 .
- c) Mientras se suministra el NH_3 , se debe observar simultáneamente el tubo de nivel y el incremento de masa que hay en la balanza, hasta alcanzar la masa de acuerdo a la concentración requerida.
- d) Una vez que ingreso el NH_3 requerido, se cierran las válvulas de alimentación, se purga el NH_3 remanente en las líneas y se separa el tanque de solución del tanque de suministro de NH_3 .



Fig. A.3.2.1 Carga de NH_3 para preparar la solución

Se comprueba a través del medidor de nivel que la solución tiene un color homogéneo y que todos los granos de LiNO_3 se han disuelto, finalmente se deja reposar por un tiempo

aproximado de una hora hasta que la solución se mantenga a temperatura ambiente para posteriormente ser cargada en el sistema de refrigeración.

A.4 Carga de la solución de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

La carga se realiza después de que la solución esta preparada en el tanque, para que el tanque tenga una presión considerable que permita que la solución pase con facilidad al generador. Los pasos para la carga se describen a continuación:

- Se conecta la manguera para acoplar el tanque de solución a una conexión ubicada en la parte inferior del generador, verificando previamente que las válvulas que conectan este equipo con otros estén cerradas. El tanque de solución se coloca a una altura ligeramente mayor que la del generador, para que fluya libremente la solución del tanque hacia el generador, como se muestra en la Fig. A.4.1 (a).
- Con la ayuda de una bomba de vacío se retira el aire del sistema de refrigeración, y posteriormente se comienza a pasar la solución lentamente, verificando el nivel de la solución y la presión del tanque. Es normal que la presión del generador se eleve hasta estar en equilibrio con el tanque de carga.
- Por medio de la balanza, se pesa el tanque de solución para ver si se vació toda la solución al generador. Si esto no sucede, se agrega vapor de NH_3 al tanque, sin afectar considerablemente la concentración, mediante el tanque portátil de NH_3 , para terminar de vaciar la solución como se muestra en la Fig. A.4.1 (b).
- Para finalizar se cierra la válvula de carga del generador del sistema y del tanque de solución, se purga la línea de flujo y se desacopla el tanque de solución. Es importante realizar la purga del equipo mediante una manguera a un recipiente de agua para neutralizar la solución remanente en las líneas.

Es necesario repetir este procedimiento hasta haber introducido la cantidad total de la solución requerida para operar el sistema de refrigeración. No se debe olvidar llevar el control del peso del recipiente para comprobar que la solución ha sido vaciada en su totalidad. Con la carga de la solución, el sistema está listo para iniciar las pruebas experimentales con las que será evaluado.



(a)



(b)

Fig. A.4.1 Carga de solución al generador (a) de forma directa (b) con la ayuda de vapor de NH_3 .

APÉNDICE B

PROPIEDADES DE LAS MEZCLAS AGUA-BROMURO DE LITIO, AMONIACO-AGUA, AMONIACO-NITRATO DE LITIO Y ACEITE TÉRMICO

En esta sección se realiza una selección de las ecuaciones utilizadas de cada propiedad para calcular las propiedades termofísicas de las diferentes mezclas y del fluido térmico escogidos: agua-bromuro de litio, amoniaco-agua, amoniaco-nitrato de litio y aceite térmico mobiltherm 603. En el caso de las soluciones de trabajo se implementaron las siguientes propiedades: equilibrio líquido-vapor, densidad, viscosidad dinámica, calor específico, entalpía y conductividad térmica, para el aceite térmico mobiltherm 603 se presentan densidad, viscosidad dinámica, calor específico y conductividad térmica. Estas ecuaciones fueron muy útiles en la simulación del generador y del sistema de refrigeración por absorción.

B.1 Agua-bromuro de litio

M. Medrano [Medrano, 2000] hizo una revisión bibliográfica de las ecuaciones para las propiedades termofísicas de la solución agua-bromuro de litio (H₂O-LiBr).

B.1.1 Equilibrio líquido-vapor

Peters y Keller desarrollo un modelo termodinámico semiempírico en 1994 [Peters y Keller, 1994], para ajustar los datos de equilibrio líquido-vapor de diferentes autores, dando como resultado la siguiente expresión:

$$T(p,X)=A(X)+B(X) * T_{sat}(p/100) \quad (B.1.1.1)$$

donde T es la temperatura de saturación de la solución H₂O-LiBr en °C, T_{sat}(p) es la temperatura de saturación del agua en °C a la presión p (bar), X es la concentración de la solución (kg LiBr/kg sol) y los polinomios A y B son:

$$A = \sum_{i=0}^{10} a_i X^i; \quad B = \sum_{i=0}^{10} b_i X^i \quad (B.1.1.2)$$

Los coeficientes a_i y b_i se presentan en la siguiente tabla:

i	a _i	b _i
0	0.0	1.0
1	1.6634856 x 10 ¹	-6.8242821 x 10 ⁻²
2	-5.5338169 x 10 ²	5.873619 x 10 ⁰
3	1.1228336 x 10 ⁴	-1.0278186 x 10 ²
4	-1.1028390 x 10 ⁵	9.3032374 x 10 ²
5	6.2109464 x 10 ⁵	-4.8223940 x 10 ³
6	-2.1112567 x 10 ⁶	1.5189038 x 10 ⁴
7	4.3851901 x 10 ⁶	-2.9412863 x 10 ⁴
8	-5.4098115 x 10 ⁶	3.4100528 x 10 ⁴
9	3.6266742 x 10 ⁶	-2.1671480 x 10 ⁴
10	-1.0153059 x 10 ⁶	5.7995604 x 10 ³

A continuación se presenta algunos valores representativos de sus medidas experimentales presentados por Boryta en 1970 (mencionado por M. Medrano [Medrano, 2000]).

Temperatura [°C]	Solubilidad (% en peso de LiBr)
24.29	60.63
44.27	65.17
101.05	70.04

B.1.2 Densidad

La ecuación que presenta la correlación para la densidad de la solución H₂O-LiBr en estado saturado se presenta a continuación:

$$(T, X) = 1145.36 + 470.84 X + 1374.79 X - (0.333393 + 0.571749 X) (T + 273.15) \quad (\text{B.1.2.1})$$

donde ρ es la densidad en kg/m³, T la temperatura en °C y X la fracción másica de LiBr.

B.1.3 Viscosidad dinámica

La siguiente ecuación es un ajuste de medidas de la viscosidad para la solución

$$\ln \rho(T, X) = \sum_{i=0}^2 a_i (100X)^i + \frac{\sum_{i=0}^2 b_i (100X)^i}{(T + 273.15)} + \left(\sum_{i=0}^2 c_i (100X)^i \right) \ln(T + 273.15) \quad (\text{B.1.3.1})$$

Donde μ es la viscosidad dinámica de la solución en mPa.s, T la temperatura en °C, X es la concentración de LiBr y los coeficientes a_i , b_i y c_i se presentan a continuación:

i	a_i	b_i	c_i
0	-494.122	28606.4	70.3848
1	16.3967	-934.568	-2.35014
2	-0.14511	8.52755	0.0207809

B.1.4 Calor específico

La correlación para el calor específico se presenta a continuación:

$$C_p(T, X) = \sum_{n=0}^3 a_n (100X)^n + 2(T + 273.15) \sum_{n=0}^2 b_n (100X)^n + 3(T + 273.15)^2 c_0 \quad (\text{B.1.4.1})$$

donde C_p es el calor específico de la solución en kJ/kg K, T la temperatura en °C, X es la fracción másica de LiBr, siendo los valores de los coeficientes a_n , b_n y c_0 se presentan a continuación

n	a _n	b _n	c _n
0	-3.293 x 10 ⁻¹	7.428 x 10 ⁻³	-2.269 x 10 ⁻⁶
1	4.076 x 10 ⁻²	-1.5144 x 10 ⁻⁴	
2	-1.36 x 10 ⁻⁵	1.3555 x 10 ⁻⁶	
3	-7.1366 x 10 ⁻⁶		

B.1.5 Entalpía

La ecuación es valida en todo el intervalo de concentración y temperatura de acuerdo a la siguiente correlación:

$$h(T, X) = X h_{LiBr}(T) + (1 - X) h_{H_2O}(T) + \Delta h(T, X) \tag{B.1.5.1}$$

Con

$$h_{LiBr} = \sum_{i=0}^4 a_i T^i \tag{B.1.5.2}$$

$$\Delta h = X(1 - X) \sum_{i=0}^4 \sum_{j=0}^3 b_{ij} (2X - 1)^i T^j$$

donde la entalpía específica de la solución h viene dada en kJ/kg, T es la temperatura en °C, X es la concentración de LiBr y h_{H₂O} es la entalpía específica del agua pura [Refprop, 2008]. Los valores de los coeficientes a_i, b_{ij} tienen los siguientes valores:

i	a _i	b _{i0}	b _{i1}	b _{i2}	b _{i3}
0	5.08668 x 10 ²	-1.02161 x 10 ³	3.68773 x 10 ¹	-1.86051 x 10 ⁻¹	-7.51277 x 10 ⁻⁶
1	-1.86241 x 10 ¹	-5.33308 x 10 ²	4.02847 x 10 ¹	-1.91198 x 10 ⁻¹	0
2	9.85946 x 10 ⁻²	4.83628 x 10 ²	3.99142 x 10 ¹	-1.99213 x 10 ⁻¹	0
3	-2.50979 x 10 ⁻⁵	1.15513 x 10 ³	3.33572 x 10 ¹	-1.78258 x 10 ⁻¹	0
4	4.15801 x 10 ⁻⁸	6.40622 x 10 ²	1.31032 x 10 ¹	-7.75101 x 10 ⁻²	0

B.1.6 Conductividad térmica

A partir de datos experimentales, se ajusto una correlación para la solución, la cual es:

$$\Lambda(T, X) = \left(\sum_{i=0}^2 a_i (T + 273.15)^i + \left(\sum_{i=0}^2 b_i (T + 273.15)^i \right) 100X + \left(\sum_{i=0}^2 c_i (T + 273.15)^i \right) (100X)^2 \right) * 1000 \tag{B.1.6.1}$$

donde la conductividad térmica Λ viene expresada en kW/m K, la temperatura T en °C y X es la fracción másica de LiBr. Los valores de las constantes a_n, b_n y c_i se definen en seguida:

i	a _i	b _i	c _i
0	-1407.53	38.9855	-0.265025
1	11.0513	-0.240475	1.51915 x 10 ⁻³
2	-1.46741 x 10 ⁻²	3.48073 x 10 ⁻⁴	-2.32262 x 10 ⁻⁶

B.2 Amoniaco-agua

Para determinar las propiedades de equilibrio; temperatura (T), entalpía (h), concentración (X) y de presión (p), así como las de transporte; densidad (ρ), viscosidad dinámica (μ), calor específico (C_p) y conductividad térmica (λ) se utilizó el modelo desarrollado por M Conde en el 2006 [M Conde, 2006].

B.2.1 Equilibrio líquido-vapor

La siguiente ecuación fue propuesta por Pátek y Klomfar en 1995 (mencionado por M. Conde [M Conde, 2006]). :

$$T(p, X) = \left(100 \sum_{i=1}^{14} a_i (1 - X)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{2}{p} \right) \right]^{n_i} \right) - 273.15 \quad (\text{B.2.1.1})$$

donde T es la temperatura en $^{\circ}\text{C}$, p es la presión en bar, X es la fracción molar de amoniaco en la fase líquida. Los valores de las constates a_i , m_i y n_i se presentan a continuación:

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	0.322302×10^1
2	0	1	-0.384206×10^0
3	0	2	0.460965×10^{-1}
4	0	3	-0.378945×10^{-2}
5	0	4	0.135610×10^{-3}
6	1	0	0.487755×10^0
7	1	1	-0.120108×10^0
8	1	2	0.106154×10^{-1}
9	2	3	-0.533589×10^{-3}
10	4	0	0.785041×10^1
11	5	0	-0.115941×10^2
12	5	1	-0.523150×10^{-1}
13	6	0	0.489596×10^1
14	13	1	0.421059×10^{-1}

B.2.2 Densidad

La densidad de la solución líquida es calculada como una mezcla cuasi-ideal con la ecuación:

$$\rho = X \rho_{NH_3, T_{NH_3}^*} + (1 - X) \rho_{H_2O, T_{H_2O}^*} + \Delta_{T_m^*, X} \quad (\text{B.2.2.1})$$

donde ρ es la densidad de la solución en kg/m^3 .

El exceso en la densidad en relación con la mezcla ideal es aproximada con la ecuación:

$$\Delta_{T_m^*, X} = [X(1 - X) - AX^2(1 - X)] \left[\rho_{NH_3, T_{NH_3}^*}^{0.5} \rho_{H_2O, T_{H_2O}^*}^{0.5} \right] \quad (\text{B.2.2.2.})$$

y para el parámetro A, el cual es una función de la temperatura de la mezcla,

$$A = \sum_{i=0}^2 A_{1,i} T_m^{\bar{i}} + \frac{\sum_{i=0}^2 A_{2,i} T_m^{\bar{i}}}{X} ; \quad \text{con} \quad T_m^{\bar{i}} = \frac{(T_m + 273.15)}{T_{c,H_2O}}; \quad (\text{B.2.2.3})$$

donde T es la temperatura de la solución en °C, A₁ y A₂ tienen los siguientes componentes:

	i=0	i=1	i=2
A ₁	-2.410	8.310	-6.924
A ₂	2.118	-4.050	4.443

La densidad de las sustancias puras es calculada con la ecuación:

$$\frac{L}{c} = \sum_{i=0}^6 A_i b_i \quad (\text{B.2.2.4})$$

donde L es la densidad del líquido saturado del agua o del amoniaco y c es la densidad en el punto crítico (c_{H2O}=322 kg/m³ y c_{NH3}=225 kg/m³). Con los parámetros:

i	H ₂ O		NH ₃	
	A	b	A	b
0	1.0	0	1.0	0
1	1.993 771 843 0	1/3	2.024 912 83	1/3
2	1.098 521 160 4	2/3	0.840 496 67	2/3
3	-0.509 449 299 6	5/3	0.301 558 52	5/3
4	-1.761 912 427 0	16/3	-74.602 501 77	16/3
5	-44.900 548 026 7	43/3	-74.602 501 77	43/3
6	-723 692.261 863 2	110/3	4 089.792 775 06	70/3

B.2.3 Viscosidad dinámica

El modelo propuesto es descrito en la siguiente ecuación:

$$\mu_m = e^{\left(X \ln_{NH_3, T_{NH_3}^*}^{*} + (1-X) \ln_{H_2O, T_{H_2O}^*}^{*} + \Delta_{T_m, X} \right)} * 1000 \quad (\text{B.2.3.1})$$

$$\Delta_{T_m, X} = \left(0.534 - 0.815 \frac{(T_m + 273.15)}{T_{c,H_2O}} \right) F(X) \quad (\text{B.2.3.2})$$

$$F(X) = 6.38(1 - X)^{1.125X} \left(1 - e^{-0.585X(1-X)^{0.18}} \right) \ln \left(\frac{0.5}{NH_3, T_{NH_3}^*} \frac{0.5}{H_2O, T_{H_2O}^*} \right) \quad (\text{B.2.3.3})$$

donde μ_m es la viscosidad dinámica en mPa.s,

La viscosidad dinámica del agua líquida a temperaturas arriba de los 0 °C es calculada con la formulación de IAPWS para uso industrial como sigue:

$$\mu = \mu_0(\bar{T}) \mu_1(\bar{T}, \bar{v}) \mu_2(\bar{T}, \bar{v}) \quad (\text{B.2.3.4})$$

El primer término representa la viscosidad del flujo en el límite del gas ideal y es:

$$\bar{\nu}_0(\bar{T}) = \bar{T}^{0.5} \left(\sum_{i=0}^3 H_i \bar{T}^{-i} \right)^{-1} \tag{B.2.3.5}$$

Con los parámetros H_i dados por:

i	H_i
0	1.000
1	0.978 197
2	0.579 829
3	-0.202 354

Es segundo término es:

$$\bar{\nu}_1(\bar{T}, \bar{\rho}) = e^{-\sum_{i=0}^5 \sum_{j=0}^6 G_{i,j} (\bar{T}^{-1}-1)^i (\bar{\rho}-1)^j} \tag{B.2.3.6}$$

Con los parámetros $G_{i,j}$ dados por:

i\j	0	1	2	3	4	5	6
0	0.513 204 7	0.215 177 8	-0.281 810 7	0.177 806 4	-0.041 766 1	0	0
1	0.320 565 6	0.731 788 3	-1.070 786	0.460 504 0	0	-0.015 783 86	0
2	0	1.241 44	-1.263 184	0.234 037 9	0.160 043 9	0	0
3	0	1.476 783	0	-0.492 417 9	0.160 043 5	0	-0.003629 481
4	-0.778 256 7	0	0	0	0	0	0
5	0.188 544 7	0	0	0	0	0	0

El método para calcular la viscosidad del amoniaco es:

$$\nu(\rho, T) = \nu_0(T) + \Delta \nu(\rho, T) + \Delta \nu_c(\rho, T) \tag{B.2.3.7}$$

donde $\nu_0(T)$ representa la viscosidad en el límite de densidad cero, $\Delta \nu(\rho, T)$ representa el exceso de viscosidad a alta densidad sobre el gas diluido a la misma temperatura, y $\Delta \nu_c(\rho, T)$ toma en cuenta los efectos cerca del punto crítico.

En el límite de densidad cero, el modelo propuesto es:

$$\nu_0(T) = \frac{2.1357 T^{\frac{1}{2}} M^{\frac{1}{2}}}{\zeta^2} \tag{B.2.3.8}$$

ζ es un parámetro de longitud de escalamiento, M es el peso molecular del amoniaco, y $*$ es obtenido de

$$\zeta^* = e^{\sum_{i=0}^4 a_i (\ln \rho^*)} ; \text{ con } \rho^* = -T \tag{B.2.3.9}$$

ζ y $*$ fueron determinados para obtener valores de 0.2957 nm y 386 K, respectivamente. Además, de que no hay datos experimentales para viscosidad del amoniaco en puntos cercanos al punto crítico, ningún efecto específico para esta región

puede ser descrito independientemente. El exceso de viscosidad $\Delta(\rho, T)$ podría tomarse en cuenta para todos los efectos y es calculada como:

$$\Delta(\rho, T) = b_1(T) + \sum_{i=2}^4 \left(\sum_{j=0}^4 \frac{d_{i,j}}{T_j^*} \right), \text{ donde } b_1(T) = 0.6022137 \rho_0(T) \zeta^3 \sum_{i=0}^{12} c_i (\sqrt{T^*})^{-1} \quad (\text{B.2.3.10})$$

en todas estas ecuaciones ρ_0 es la densidad molecular en mol/l. Los coeficientes a , c y d son dados en la tabla siguiente:

i	a	c
0	4.993 182 20	-0.179 994 96 x 10 ¹
1	-0.611 223 64	0.466 926 21 x 10 ²
2	0	-0.534 607 94 x 10 ³
3	0.185 351 24	-0.130 191 64 x 10 ⁴
4	-0.111 609 46	-0.130 191 64 x 10 ⁵
5		0.334 142 30 x 10 ⁵
6		-0.587 117 43 x 10 ⁵
7		0.714 266 86 x 10 ⁵
8		-0.598 340 12 x 10 ⁵
9		0.336 527 41 x 10 ⁵
10		-0.120 273 50 x 10 ⁵
11		0.243 482 05 x 10 ⁴
12		-0.208 079 57 x 10 ³

j	d _{2,j}	d _{3,j}	d _{4,j}
0	0	0.173 669 36 x 10 ⁻²	0
1	0	-0.642 503 59 x 10 ⁻²	0
2	2.196 642 85 x 10 ⁻¹	0	1.676 686 49 x 10 ⁻⁴
3	0	0	-1.497 100 93 x 10 ⁻⁴
4	-0.836 511 07 x 10 ⁻¹	0	0.770 122 74 x 10 ⁻⁴

B.2.4 Calor específico

Los valores de la capacidad térmica específica de la mezcla, son de los valores obtenidos por Tillner-Roth&Friend de las mediciones de Zinner (mencionado por M. Conde [M Conde, 2006]), cuando se considera la mezcla cuasi-ideal.

$$Cp_m(T^*, X) = XCp_{NH_3}(T_{NH_3}^*) + (1 - X)Cp_{H_2O}(T_{H_2O}^*) \quad (\text{B.2.4.1})$$

donde Cp_m es la capacidad térmica en kJ/kg K. Los valores de la capacidad calorífica de las sustancias puras son calculados desde:

$$Cp(T^*) = A_{Cp} + B_{Cp} T_c^{-1}; \quad \frac{Cp_m}{Cp_p} \equiv 1 - \frac{T_c}{T^*}; \quad \frac{Cp_m}{Cp_p} \equiv \frac{T_m}{T_{c,m}} = \frac{T_{NH_3}^*}{T_{c,NH_3}} = \frac{T_{H_2O}^*}{T_{c,H_2O}} \quad (\text{B.2.4.2})$$

donde T_c es la temperatura crítica del agua o del amoniaco (T_{c,H_2O} =647.14 K y T_{c,NH_3} =405.4 K). Los parámetros A y B de las ecuaciones de las sustancias puras son:

	A_{CP}	B_{CP}
NH ₃	3.875 648	0.242 125
H ₂ O	3.665 785	0.236 312

B.2.5 Entalpía

La entalpía de saturación del líquido se calcula a través de:

$$h_l(T, X) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T + 273.15}{273.15} - 1 \right)^{m_i} X^{n_i} \quad (\text{B.2.5.1})$$

donde h_l es la entalpía en kJ/kg, los valores de las constantes m_i , n_i y a_i son:

i	m_i	n_i	a_i
1	0	1	$-0.761\ 080 \times 10^1$
2	0	4	$0.256\ 905 \times 10^2$
3	0	8	$-0.247\ 092 \times 10^3$
4	0	9	$0.325\ 952 \times 10^3$
5	0	12	$-0.158\ 854 \times 10^3$
6	0	14	$0.619\ 084 \times 10^2$
7	1	0	$0.114\ 314 \times 10^2$
8	1	1	$0.118\ 157 \times 10^1$
9	2	1	$0.284\ 179 \times 10^1$
10	3	3	$0.741\ 609 \times 10^1$
11	5	3	$0.891\ 844 \times 10^3$
12	5	4	$-0.161\ 309 \times 10^4$
13	5	5	$0.622\ 106 \times 10^3$
14	6	2	$-0.207\ 588 \times 10^3$
15	6	4	$-0.687\ 393 \times 10^1$
16	8	0	$0.350\ 716 \times 10^1$

B.2.6 Conductividad térmica

Una formulación para una mezcla cuasi-ideal es propuesta con base en los valores correspondientes de la conductividad térmica de las sustancias puras. Esta formulación es descrita con la siguiente ecuación:

$$\Lambda_m = \left(X \Lambda_{NH_3}^+ (T_{NH_3}^*) + (1 - X) \Lambda_{H_2O} (T_{H_2O}^*) \right) * 1000 \quad (\text{B.2.6.1})$$

donde Λ_m es la conductividad térmica en W/m K. La conductividad térmica del amoníaco líquido es calculada a través de una correlación con la densidad dada en lo siguiente. El valor de la densidad requerida en el cálculo de la conductividad térmica de la mezcla es obtenida como sigue:

$$\Lambda_{NH_3}^+ = \Lambda_{NH_3} (T_{NH_3}^*) X^{0.425} \quad (\text{B.2.6.2})$$

La conductividad térmica de las sustancias puras es determinada a su correspondiente temperatura $T_{NH_3}^*$, $T_{H_2O}^*$ calculada como en la sección anterior.

La correlación para la conductividad térmica del amoníaco líquido es:

$$A(\bar{T}, \bar{\rho}) = \sum_{i=0}^4 b_i \bar{T}^{c_i} \text{ y } \bar{\rho} \equiv \frac{\rho}{\rho_{c, NH_3}} \quad (B.2.6.3)$$

con los parámetros:

	i=0	i=1	i=2	i=3	i=4
$b_i < c_i$	56.204 417	-72.140 043	133.084 367	33.202 225	15.190 265
$b_i \geq c_i$	-278.262 375	859.993 184	-502.818 171	86.142 775	0.485 818
c_i	0	1/3	2/3	5/3	16/3

Para el agua líquida saturada es calculada de la formulación de las IAPWS (mencionado por M. Conde [Conde, 2006]) para uso industrial y consiste de la siguiente ecuación interpolada:

$$\bar{A} = \bar{A}_0(\bar{T}) + \bar{A}_1(\bar{\rho}) + \bar{A}_2(\bar{T}, \bar{\rho}) \quad (B.2.6.4)$$

El primer término representa la conductividad térmica del flujo en el límite del gas ideal y es:

$$\bar{A}_0(\bar{T}) = \bar{T}^{0.5} \left(\sum_{i=0}^3 L_{i,0} \bar{T}^i \right) \quad (B.2.6.5)$$

El segundo término es:

$$\bar{A}_1(\bar{\rho}) = L_{1,0} + L_{1,1} \bar{\rho} + L_{1,2} e^{L_{1,3}(\bar{\rho} + L_{1,4})^2} \quad (B.2.6.6)$$

Y el tercer término de la ecuación esta definido por:

$$\bar{A}_2(\bar{T}, \bar{\rho}) = \left(\frac{L_{2,0}}{\bar{T}^{10}} + L_{2,1} \right) e^{-\frac{9}{5} L_{3,0} \left(1 - \frac{14}{5} \right)} + L_{2,2} \Lambda_0^{-\Lambda_1} e^{\left(\frac{\Lambda_1}{1+\Lambda_1} \right) \left(1 - \bar{\rho}^{-1+\Lambda_1} \right)} + L_{2,3} e^{L_{3,1} \bar{T}^{\frac{3}{2}} + \frac{L_{3,2}}{5}} \quad (B.2.6.7)$$

Λ_0 y Λ_1 son funciones de

$$\Delta \bar{T} = \left| \bar{T} - 1 \right| + L_{3,3}; \text{ definidas como: } \Lambda_0 = \begin{cases} \frac{1}{\Delta \bar{T}} \leftarrow \bar{T} \geq 1 \\ \frac{L_{3,5}}{\Delta \bar{T}^{\frac{3}{5}}} \leftarrow \bar{T} < 1 \end{cases}; \Lambda_1 = 2 + \frac{L_{3,4}}{\Delta \bar{T}^{\frac{3}{5}}} \quad (B.2.6.8)$$

Donde las variables con la barra arriba representan los valores reducidos, estos son: $\bar{T} = (T + 273.15) / T^*$, $\bar{\rho} = \rho / \rho^*$ y $\bar{A} = A / A^*$, con los valores de referencia: $T^* = 647.26 \text{ K}$, $\rho^* = 317.7 \text{ kg/m}^3$ y $A^* = 1.0 \text{ W/m K}$. Los valores de L son:

$L_{i,j}$	j=0	j=1	j=2	j=3
i=0	0.010 281 1	-0.397 070	0.070 130 9	0.642 857
i=1	0.029 962 1	0.400 302	0.011 852 0	-4.117 17
i=2	0.015 614 6	1.060 000	0.001 699 37	-6.179 37
i=3	-0.004 224 64	-0.171 587	-1.020 0	0.003 089 76
i=4	0	2.392 190	0	0.082 299 4
i=5	0	0	0	10.093 2

B.3 Amoniaco-nitrato de litio

Las propiedades termofísicas para la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ son evaluadas usando funciones obtenidas por Infante-Ferreira [Infante-Ferreira, 1984] para la conductividad térmica (λ) y la entalpía (h) y Libotean *et al.* de 2007 [Libotean *et al.*, 2007] y Libotean *et al.* de 2008 [Libotean *et al.*, 2008] para la presión (p), concentración (X), densidad (ρ), capacidad calorífica (C_p) y viscosidad dinámica (μ) a través de medir experimentalmente estas variables.

B.3.1 Equilibrio líquido-vapor

Los valores de la presión, temperatura y fracción másica de la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ fueron relacionados usando una correlación polinomial del siguiente tipo:

$$p = e^{\left(\frac{\sum_{i=0}^3 A_i X^i + \frac{\sum_{i=0}^3 B_i X^i}{(T+275.15)}}{T+275.15} \right)} * 100 \quad (\text{B.3.1.1})$$

Donde p es la presión en (bar), X es la fracción másica en (kg NH_3 /kg solución) y T es la temperatura en ($^{\circ}\text{C}$). Con una desviación relativa media cuadrada de 0.8%. Los valores de los parámetros de ajuste son mostrados en la siguiente tabla:

Coficiente	Valor	Coficiente	Valor
A_0	4.99×10^0	B_0	-1.79×10^3
A_1	8.85×10^1	B_1	-2.23×10^4
A_2	-1.98×10^2	B_2	6.13×10^4
A_3	1.35×10^2	B_3	-4.52×10^4

B.3.2 Densidad

La densidad fue relacionada usando la siguiente ecuación:

$$\rho = (A + B(T + 273.15)) * 1000 \quad (\text{B.3.2.1})$$

donde ρ es la densidad en (kg/m^3), T es la temperatura en ($^{\circ}\text{C}$). A y B son los parámetros dependientes de la composición, de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

$$A = \sum_{i=0}^1 a_i X^i \quad (\text{B.3.2.2})$$

$$B = \sum_{i=0}^1 b_i X^i$$

donde X es la fracción másico en (kg NH₃/kg solución), a_i y b_i son parámetros ajustados determinados a partir de los datos experimentales usando el método de mínimos cuadrados. Estos datos son presentados en la siguiente tabla:

Coefficiente	Valor
a ₀	1.521 x 10 ⁰
a ₁	-4.528 x 10 ⁻¹
b ₀	-1.961 x 10 ⁻⁵
b ₁	-1.726 x 10 ⁻³

B.3.3 Viscosidad dinámica

Los datos de la viscosidad dinámica fueron relacionados a través de la siguiente ecuación:

$$\ln \eta = \frac{1000A}{(T + 273.15)} + B \quad (\text{B.3.3.1})$$

donde η es la viscosidad dinámica en (mPa.s), T es la temperatura en (°C), los parámetros A y B son dependientes de la composición de acuerdo a la siguiente ecuación;

$$A = \sum_{j=1}^2 (a_{1,j} X^j) + a_0 \quad (\text{B.3.3.2})$$

$$B = \sum_{j=1}^2 (b_{1,j} X^j) + b_0$$

donde X es la fracción másico en (kg NH₃/kg solución), los parámetros a_{1,j}, a₀, b_{1,j} y b₀ se presentan en la siguiente tabla.

Coefficiente	Valor	Coefficiente	Valor
a ₀	1.918	b ₀	-1.205
a ₁₁	10.094	b ₁₁	-35.627
a ₁₂	-18.394	b ₁₂	51.529

B.3.4 Calor específico

Los valores de la capacidad calorífica fueron correlacionados usando la siguiente ecuación:

$$C_p = (A + B(T + 273.15)) * 1000 \quad (\text{B.3.4.1})$$

donde C_p es el calor específico en (kJ/kg K), T es la temperatura en (°C), A y B son los parámetros dependientes de la composición, de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

$$A = \sum_{i=0}^1 a_i X^i$$

$$B = \sum_{i=0}^1 b_i X^i$$
(B.3.4.2)

donde X es la fracción másico en (kg NH₃/kg solución), a_i y b_i son parámetros ajustados determinados a partir de los datos experimentales usando el método de mínimos cuadrados. Estos datos son presentados en la siguiente tabla:

Coefficiente	Valor
a ₀	5.593 x 10 ⁻¹
a ₁	3.241 x 10 ⁰
b ₀	2.078 x 10 ⁻³
b ₁	1.847 x 10 ⁻³

B.3.5 Entalpía

Las relaciones entre entalpía, concentración y temperatura son:

$$X \leq 0.54 \quad h = (1000) * \left[1570(0.54 - X)^2 - 215 + \int_0^T C_p dT \right] \quad (\text{B.3.5.1 a})$$

$$X > 0.54 \quad h = (1000) * \left[689(X - 0.54)^{3/2} - 215 + \int_0^T C_p dT \right] \quad (\text{B.3.5.1 b})$$

donde h es el entalpía de saturación de la solución dada en (kJ/kg), X es la concentración en la fase líquida dada en (kg NH₃ / kg solución) y T es la temperatura en (°C).

B.3.6 Conductividad térmica

Los datos obtenidos experimentalmente fueron correlacionados como:

$$\Lambda = (2.093 + 4.7 \times 10^{-9}T + (-1.5478 - 7.6 \times 10^{-4}T - 1.5353 \times 10^{-5}T)X) * 1000 \quad (\text{B.3.6.1})$$

donde Λ es la conductividad térmica dada en (kW/m K), X es la concentración en la fase líquida dada en (kg NH₃ / kg solución) y T es la temperatura en (°C).

B.4. Aceite térmico

En el sistema de refrigeración por absorción se utiliza aceite térmico Mobiltherm 603 [mobil, 2004], por sus propiedades térmicas. Además, tiene una alta transferencia de calor, una alta resistencia a la descomposición y una larga vida de trabajo, lo que reduce los costos y mejora la operación.

Este aceite presenta las siguientes correlaciones para sus propiedades termofísicas:

B.4.1 Densidad [kg/m³]

$$= 1000 * (0.8747999 - 0.00063 T(^{\circ}C)) \quad (B.4.1.1)$$

B.4.2 Calor específico a presión constante [kJ/kg K]

$$C_p = (1.47172 + 0.003767999 T(^{\circ}C)) \quad (B.4.2.1)$$

B.4.3 Viscosidad dinámica [Pa s]

$$= (62.4 \times 10^{-6} e^{-0.02722 T(^{\circ}C)}) / \quad (B.4.3.1)$$

B.4.4 Conductividad térmica [W/m K]

$$A = 0.000111471 T(^{\circ}C) + 0.147171471 \quad (B.4.4.1)$$

Estos datos fueron obtenidos a partir de los datos proporcionados por el fabricante [mobil, 2004].

Referencias

- Conde M. Engineering. Thermophysical properties of {NH₃ + H₂O} mixtures for industrial design of absorption refrigeration equipment. Formulation for industrial use. **2008**.
- Infante Ferreira CA, Thermodynamic and physical property data equation for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions, Solar Energy 32(2), **1984**, 231-236.
- Libotean S, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Vapour-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15 K), J. Chem. Eng. Data. 52 (3), **2007**, 1050-1055.
- Libotean S, Martín A, Salavera D, Valles M, Esteve X, Coronas A, Densities, viscosities and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 to 353.15 K), J. Chem. Eng. Data. 53 (10), **2008**, 2383-2388.
- Medrano Martorell M, Desarrollo de un absorbedor tubular vertical enfriado por aire para un climatizador de absorción de agua-bromuro de litio, Tesis doctoral, Tarragona España, Universitat Rovira i Virgili, Escola Tècnica Superior D'Enginyeria Química. **2000**.
- Peters R, Keller JU, Solvation model for VLE in the sistem H₂O-LiBr from 5 to 76 wt%. Fluid Phase Equilibria. 94 (1), **1994**, 129-147.
- www.mobil.com, 2004 (Mobiltherm 603).