



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE  
MÉXICO**

---

---

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO  
EN INGENIERÍA**

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA**

**SIMULACIÓN NUMÉRICA Y VALIDACIÓN  
EXPERIMENTAL DE INTERCAMBIADORES DE  
CALOR DE TUBOS ALETADOS Y PLACAS, Y SU  
INTEGRACIÓN A UN CICLO DE REFRIGERACIÓN  
POR ABSORCIÓN**

**T E S I S  
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE  
DOCTOR EN INGENIERÍA  
( Á R E A E N E R G Í A )  
P R E S E N T A  
VICTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA**

**DIRECTOR DE TESIS  
DR. ROBERTO BEST Y BROWN**



**Temixco, Morelos, México**

**2007**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

**JURADO ASIGNADO:**

Presidente: Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa  
Secretario: Dr. Roberto Best y Brown  
1<sup>er.</sup> Vocal: Dr. Octavio García Valladares  
2<sup>do.</sup> Vocal: Dr. Rúben José Dorantes Rodríguez  
3<sup>er.</sup> Vocal: Dr. Gustavo Urquiza Beltrán  
1<sup>er.</sup> Suplente: Dr. Nicolás Velázquez Limón  
2<sup>do.</sup> Suplente: Dra. Rosa María Barragán Reyes

**LUGAR DONDE SE REALIZÓ LA TESIS:**

Centro de Investigación en Energía (CIE-UNAM)  
Coordinación de refrigeración y bombas de calor  
Temixco, Morelos

**TUTOR DE TESIS:**

Dr. Roberto Best y Brown

---

**FIRMA**

## **AGRADECIMIENTOS**

Quiero expresar mi agradecimiento

Al comité revisor por sus valiosas sugerencias

Dr. Roberto Best y Brown  
Dr. Octavio García Valladares  
Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa  
Dr. Gustavo Urquiza Beltrán  
Dr. Nicolás Velázquez Limón  
Dra. Rosa María Barragán Reyes  
Dr. Rubén José Dorantes Rodríguez

Muy especialmente al Dr. Roberto Best y Brown por dirigir este trabajo, por su apoyo y su paciencia.

Al M.C. Nicolás Velázquez Limón por su colaboración en la realización del presente trabajo.

Al Dr. Octavio García Valladares y al Dr. Jorge Hernández Gutiérrez, por sus valiosos consejos y sugerencias.

A la coordinación de refrigeración y bombas de calor del Centro de Investigación en Energía UNAM, por las facilidades otorgadas para la realización de este trabajo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca otorgada para la realización de esta tesis.

Al proyecto de grupo “Desarrollo de nuevas alternativas para la producción de frío con sistemas térmicos” clave U44764-Y de CONACYT; por el financiamiento otorgado para el desarrollo de este trabajo de tesis.

A la coordinación de posgrado UNAM y de docencia del CIE. También al Dr. Wifredo Rivera y al Dr. Edgar Santoyo por todo su apoyo y especialmente a Ma. de Lourdes Araujo Carranza por su ayuda en los aspectos administrativos.

Y a todos mis amigos y compañeros del CIE-UNAM que de una u otra forma fueron parte importante en la realización de este trabajo de tesis.

## ÍNDICE GENERAL

Resumen	I
Lista de figuras y tablas	II
Nomenclatura	III

### **CAPÍTULO 1      INTRODUCCIÓN**

1.1. Descripción de la problemática.	1
1.2. Antecedentes.	2
1.3. Justificación y motivación.	3
1.4. Objetivos.	4
1.4.1. Objetivo general.	4
1.4.2. Objetivos específicos.	4
1.5. Descripción del proyecto.	5

### **CAPÍTULO 2      GENERALIDADES**

2.1. Aspectos relevantes de la energía.	8
2.1.1. Problemática energética mundial.	8
2.1.2. Situación energética nacional.	9
2.2. Problemática en la producción de frío.	10
2.3. Problemática ambiental.	10
2.4. Ciclo de refrigeración por absorción.	11
2.4.1. Las mezclas de trabajo en sistemas de absorción.	12
2.4.2. El efecto GAX en sistemas de absorción.	13
2.4.3. Estudios recientes sobre sistemas GAX.	14
2.4.4. Descripción del sistema GAX del CIE-UNAM.	15
2.5. Avances tecnológicos en intercambiadores de calor.	18
2.6. Clasificación de los intercambiadores de calor	19
2.7. Criterios para selección del condensador y evaporador.	21

### **CAPÍTULO 3      MODELADO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR CON CAMBIO DE FASE**

3.1. Flujo en dos fases.	25
3.2. Fenómeno de condensación.	25
3.2.1. Patrones de flujo en condensación.	26
3.2.2. Correlaciones empíricas para condensación.	28

3.3. Fenómeno de evaporación.	29
3.3.1. Patrones de flujo en evaporación.	29
3.3.2. Correlaciones empíricas para evaporación.	30
3.4. Correlaciones para flujo en una sola fase líquido o vapor.	30
3.5. Método de la efectividad y número de unidades de transferencia.	31
3.5.1. Otros métodos de solución.	33
3.6. Metodología general de diseño.	34
3.7. Metodología de diseño de condensadores.	37
3.7.1 Diseño del condensador.	37
3.8. Metodología de diseño de evaporadores.	48
3.8.1 Diseño del evaporador.	48
3.9. Modelo matemático de un evaporador de placas (caso especial).	54
3.9.1 Modelo matemático del evaporador.	54
3.10. Descripción del simulador SICSERA V.2.0.	62

#### **CAPÍTULO 4      SIMULACIÓN Y DISEÑO DEL CONDENSADOR Y EL EVAPORADOR**

4.1. Simulación de condensadores.	66
4.2. Análisis y selección del condensador.	68
4.3. Análisis de resultados de la simulación del condensador.	71
4.4. Diseño mecánico del condensador.	75
4.5. Comparación de resultados teóricos contra experimentales del condensador.	82
4.6. Simulación de evaporadores	83
4.7. Análisis y selección del evaporador.	85
4.8. Análisis de resultados de la simulación del evaporador.	87
4.9. Diseño mecánico del evaporador.	90
4.10. Comparación de resultados teóricos contra experimentales del evaporador.	93
4.11. Resultados experimentales del evaporador de placas	94

#### **CAPÍTULO 5      DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL**

5.1. Descripción del sistema general de pruebas experimentales.	100
5.2. Diseño del sistema experimental para intercambiadores de calor compactos (SEICC).	100
5.2.1 Construcción del sistema SEICC.	101
5.2.2 Instrumentación del sistema SEICC.	104
5.2.3 Prueba de fugas en el SEICC.	108
5.2.4 Carga de refrigerante en el SEICC.	110
5.3. Subsistema de aceite térmico.	111
5.4. Subsistema de producción de agua helada.	112
5.5. Calibración de instrumentos de medición.	114
5.6. Implementación de equipos para control.	115

5.7. Sistema de adquisición de datos.	116
5.8. Operación del sistema de refrigeración por absorción GAX	117
5.9. Desarrollo de las pruebas experimentales.	118

## **CAPÍTULO 6            INTEGRACIÓN DEL CONDENSADOR Y EVAPORADOR EN EL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCIÓN GAX**

6.1. Introducción.	116
6.2. Comparación de un sistema de absorción básico y uno GAX.	117
6.3. Descripción del sistema de refrigeración por absorción GAX (SRA-GAX).	118
6.4. Descripción operativa del SRA-GAX.	115
6.5. Simulación del SRA-GAX.	120
6.6. Pruebas experimentales con el SRA-GAX.	124
6.7. Comparación de valores numéricos y experimentales del SRA-GAX.	124
6.8. Discusión de resultados.	125

## **CAPÍTULO 7            CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

7.1. Conclusiones.	131
7.2. Recomendaciones.	134

## **APÉNDICE A**

Cálculo de las propiedades termofísicas del refrigerante amoníaco, amoníaco-agua, aire y agua.	135
--	-----

## **APÉNDICE B**

Preparación de la mezcla amoníaco-agua, determinación de concentraciones.	143
---	-----

## RESUMEN

En el presente trabajo se aborda la problemática que existe actualmente en el campo de la refrigeración y aire acondicionado en México, y se plantea la utilización de sistemas de refrigeración por absorción avanzada GAX como una posible solución a dicha problemática.

Se realiza una clasificación de las diferentes tecnologías de intercambiadores de calor, para condensación y evaporación acotando en aquellos que presentan superficies extendidas y se plantean criterios generales para la selección apropiada de los mismos, Abriendo la posibilidad de integrarse de manera eficiente a sistemas de refrigeración por absorción amoniaco/agua.

La selección de mejor intercambiador se realizó por medio de un análisis comparativo entre los diferentes tipos de intercambiadores estudiados y con base en los criterios de mayor eficiencia, bajo costo, menor tamaño y con la posibilidad de ser construidos en México.

En el modelado matemático de los condensadores y evaporadores seleccionados se utilizó el método de la efectividad y el número de unidades de transferencia de calor ( $\epsilon$ -NTU), apoyado en correlaciones empíricas reportadas en la literatura, resaltando la importancia del fenómeno de flujo bifásico, para determinar por medio de un estudio termodinámico y de fluido dinámico, tanto los coeficientes globales de transferencia de calor, como la caída de presión en los equipos.

Para el análisis de los intercambiadores de calor se desarrolló un simulador de intercambiadores de calor con superficies extendidas "SICSERA. V.2.0," con el cual se pueden explorar las variables que intervienen en el diseño de estos equipos como son: coeficientes individuales de transferencia de calor, tanto del lado de los tubos (interno) como del lado de las aletas (externo), geometría, propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo, materiales de construcción y caída de presión, lo cual ayuda en gran medida a adquirir sensibilidad en la búsqueda de las mejores condiciones de operación y optimizar el diseño de los equipos.

También se desarrolla un modelo de simulación para sistemas de refrigeración por absorción GAX amoniaco-agua, mediante el simulador de procesos Aspen Plus, lo cual permitió conocer el comportamiento de estas unidades a diferentes condiciones de operación.



Con la simulación tanto de los intercambiadores de calor como de la unidad de absorción GAX fue posible analizar el comportamiento teórico de cuatro modelos de condensadores y dos de evaporadores para una capacidad de 10.6 kW, (3 toneladas de refrigeración) que son los requerimientos del sistema de absorción GAX del CIE-UNAM. Finalmente se propone el diseño de un condensador y un evaporador con las mejores características geométricas y de transferencia de calor.

Se diseñó y construyó un banco de pruebas para intercambiadores de calor, con la finalidad de poder evaluar el comportamiento térmico de los intercambiadores diseñados además con la versatilidad de poder intercambiar varios condensadores y evaporadores para finalmente acoplarlos a la unidad de absorción GAX del CIE-UNAM

Para validar los modelos numéricos tanto de los intercambiadores de calor así como de la unidad de refrigeración por absorción del CIE-UNAM, se realizaron varias pruebas experimentales para contrastar resultados teóricos contra experimentales.

Así los esfuerzos de éste trabajo, están enfocados al desarrollo tecnológico de intercambiadores de calor compactos y de sistemas de refrigeración por absorción avanzados que puedan competir en el mercado Mexicano de la refrigeración y acondicionamiento de espacios.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN

### Resumen

*En este capítulo se describe la problemática que existe en el campo de la refrigeración y acondicionamiento de espacios y la necesidad de plantear soluciones, se plantean los objetivos y alcances del proyecto de tesis, así como la justificación y los antecedentes del mismo y finalmente, se muestra un panorama de la situación energética mundial haciendo énfasis en la situación nacional, resaltando la importancia de las fuentes renovables de energía y se describe la estructura general de éste trabajo.*

### 1.1 Descripción de la problemática

Con el avance de la tecnología la humanidad ha buscado mejorar las condiciones de vida, para desarrollar las actividades cotidianas con mayor comodidad. La producción de temperaturas por debajo del ambiente para refrigeración y acondicionamiento de espacios, ha sido siempre un área de interés para muchos países.

En México como en muchos otros países del mundo, los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de espacios, demandan un gran consumo de energía eléctrica, y este problema se acentúa en las regiones caracterizadas por su clima cálido y cálido-húmedo, como son la zona norte y sureste del país, en estas regiones la demanda de sistemas de enfriamiento está creciendo debido básicamente al incremento de la población, a los cambios climáticos y a las expectativas de un mejor bienestar.

Los sistemas comúnmente empleados para satisfacer las necesidades de refrigeración y de aire acondicionado, son las unidades de compresión mecánica, las cuales utilizan como fluidos de trabajo a los refrigerantes conocidos como hidroclorofluorocarbonados (HCFCs). Cuando se emplean estos sistemas de refrigeración es difícil evitar que una parte de los gases refrigerantes escapen hacia el ambiente. Investigaciones realizadas han demostrado que estos gases han contribuido a provocar daños en la capa de ozono y contribuyen además al calentamiento global del planeta. Existen programas internacionales, desde 1995 para terminar con la fabricación y uso masivo de los HCFCs y CFCs en el año 2020. Lo anterior ha motivado una búsqueda intensa y a la realización de estudios constantes, encaminados a encontrar nuevos refrigerantes que sustituyan a los

convencionales. Así, las investigaciones se orientan hacia sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire que emplean refrigerantes no dañinos para los humanos y el ambiente. Por esta razón los sistemas de refrigeración y de acondicionamiento de aire que usan amoníaco como fluido de trabajo toman un papel importante. En México los sistemas de refrigeración por absorción, específicamente los que manejan la mezcla binaria amoníaco-agua, se están investigando de manera importante. Las unidades de absorción que emplean amoníaco como refrigerante se caracterizan por trabajar a presiones relativamente altas cercanas a 20 bar, lo cual implica tener unidades de mayor tamaño y peso, respecto a las unidades de compresión, además por lo general requieren de una torre de enfriamiento para su operación, siendo éstas, serias desventajas al ser comparados contra los sistemas de compresión mecánica. Por tal razón es de gran importancia diseñar intercambiadores de calor compactos, de alta eficiencia, ligeros, de sencilla construcción y de bajo costo, que puedan ayudar a minimizar las desventajas planteadas y hacer a los sistemas de absorción más competitivos en el mercado de la refrigeración y aire acondicionado.

## 1.2 Antecedentes

El Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM), a través de la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor, realiza investigación sobre los sistemas de refrigeración por absorción (SRA), con la finalidad de obtener unidades eficientes que puedan cubrir las necesidades anteriormente descritas. Así en el CIE de la UNAM se ha desarrollado en los últimos años, un sistema de absorción básico de una etapa diseñado para producir 100 kg de hielo en 8 horas de operación (**Best y Hernández, 1991**), además de un sistema de refrigeración por absorción, con intercambio de calor entre el generador y absorbedor GAX (SRA-GAX), con capacidad de 10.5 kW (3 toneladas de enfriamiento), diseñado por (**Velázquez, 2002**). También se han realizado esfuerzos enfocados en simular numéricamente y caracterizar térmicamente equipos de transferencia de calor que emplean superficies extendidas, como condensadores y evaporadores (**Gómez, 2002**), para lo cual se construyó en el CIE-UNAM, un sistema para evaluar experimentalmente estos equipos. El interés de estudiar evaporadores y condensadores compactos que emplean superficies extendidas, se debe principalmente a que éstas mejoran los coeficientes individuales de transferencia de calor, lo cual incrementa de manera importante el coeficiente global de transferencia de calor. Esto trae como consecuencia una notable disminución del área total de transferencia, obteniendo equipos más ligeros y eficientes.

Desde su aparición en la década de 1930, los intercambiadores de calor compactos han tenido un uso extenso en varias áreas de la industria. Las razones

de esta popularidad, se deben a que estos equipos superan las limitaciones presentadas por los intercambiadores de calor convencionales de tubos lisos y coraza. Cuando se diseña un intercambiador de calor compacto, se deben de considerar varios factores; área, coeficientes de transferencia de calor, volumen, costos de bombeo, de fabricación del equipo, etc., y realizar un balance entre todos ellos para encontrar la combinación óptima. Sin embargo el conocimiento y desarrollo de los intercambiadores de calor compactos en nuestro país no es muy extenso, aunado a esto no existen estándares que sean del dominio público para el diseño y fabricación de estos equipos, ya que cada fabricante tiene sus propios patrones de diseño y construcción. El software para diseño no es del todo accesible como sucede con los intercambiadores de tubos y coraza y finalmente se desconocen las condiciones de temperatura y presión que pueden soportar en operación, para aplicaciones específicas.

### 1.3 Justificación y motivación

Las bombas de calor por absorción han alcanzado un notable desarrollo en los últimos años, ya que permiten el ahorro de energía especialmente cuando son operados mediante energía térmica proveniente de sistemas de co-generación, por calor residual de las industrias ó por energía solar.

La tecnología de absorción puede ser utilizada en calefacción, aire acondicionado y refrigeración para los sectores industrial, comercial y residencial. En este tipo de sistemas el condensador y el evaporador son dos componentes esenciales y de su eficiencia depende en gran medida la eficiencia global del sistema. Por tal motivo es de gran relevancia el diseño de intercambiadores de calor más eficientes, compactos y de bajo costo, que además puedan ser construidos en México. Otra ventaja que es importante resaltar, es que al implementar este tipo de intercambiadores, como es el caso del condensador, es posible eliminar la torre de enfriamiento, lo que permite abatir considerablemente los costos de fabricación, operación y mantenimiento.

La importancia de desarrollar un simulador que proporcione las condiciones óptimas para el diseño de intercambiadores de calor de superficies extendidas, para condensación y evaporación, radica en que actualmente no existen simuladores en el mercado que reúnan las características que demandan los sistemas de absorción, para aplicaciones específicas, es decir, no incluyen las mezclas de trabajo que normalmente emplean estos sistemas y los que se encuentran son muy costosos. También es muy importante el desarrollo de herramientas numéricas para la simulación de sistemas de refrigeración por absorción básicos y avanzados GAX, ya que mediante estas, es posible conocer el funcionamiento global de estos sistemas a condiciones distintas de operación, con lo cual, ya no es necesario construir demasiados prototipos para aproximarse

al diseño óptimo, lo cual resulta muy costoso y requiere de mucha inversión de tiempo.

Con lo anterior surge la posibilidad de desarrollar tecnología de intercambiadores de calor para condensación y evaporación, mediante el uso de superficies avanzadas, que al acoplarlos a sistemas de refrigeración por absorción, ayudarían a mejorar la eficiencia global de estos sistemas, lo que los colocaría como una seria y atractiva opción para solucionar la problemática anteriormente planteada en la sección 1.1.

Como resultado final, en este trabajo, se pretende realizar el diseño completo y optimizado de las unidades de condensación y evaporación, las cuales serán construidas e instaladas en un sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX con capacidad de 10.6 kW de enfriamiento, el cual también será simulado numéricamente y evaluado experimentalmente, para conocer el funcionamiento global del sistema y de sus equipos individuales y validar los simuladores desarrollados ex profeso para este trabajo. El sistema de refrigeración por absorción GAX se encuentra en el laboratorio de refrigeración y bombas de calor del CIE-UNAM y será acondicionado y modificado para operar de forma continua a diferentes condiciones de operación.

Con el desarrollo de este trabajo de tesis, el CIE-UNAM contará, con un SRA-GAX, del cual se podrá obtener suficiente información para la siguiente etapa del proyecto, que consiste en obtener un diseño optimizado, con miras al desarrollo de un prototipo eficiente y compacto, que tenga potencial para ser comercializado.

## 1.4 Objetivos

### 1.4.1 Objetivo general

- Simular numéricamente y validar experimentalmente el comportamiento térmico y fluido dinámico en intercambiadores de calor compactos (tubos aletados y placas) e integrarlos eficientemente a un sistema de refrigeración por absorción.

### 1.4.2 Objetivos específicos

- Estudiar y clasificar las diferentes tecnologías de intercambiadores de calor compactos y seleccionar las más apropiadas para operar en un sistema de absorción amoniaco/agua.

- Estudiar y clasificar las diferentes tecnologías de refrigeración por absorción, para conocer el potencial y estado actual de estas tecnologías.
- Formular los modelos matemáticos para intercambiadores de calor compactos de alta eficiencia, para condensación y evaporación y desarrollar un simulador con la robustez necesaria para simular y diseñar estos equipos.
- Diseñar y construir un condensador de tubos aletados enfriado con aire y un evaporador de tubos aletados y coraza, con base en los resultados obtenidos en la simulación.
- Desarrollar un modelo para simular numéricamente el ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX, mediante el simulador de procesos ASPEN PLUS.
- Diseñar y construir un banco de pruebas, que permita evaluar experimentalmente los evaporadores y condensadores compactos.
- Acondicionar y modificar un sistema de refrigeración por absorción GAX, para operarlo con aceite térmico a diferentes condiciones de operación.
- Realizar pruebas experimentales con el banco de pruebas acoplado el sistema de refrigeración por absorción GAX.
- Comparar los valores teóricos de simulación contra los resultados obtenidos experimentalmente, para determinar el nivel de confianza de los simuladores desarrollados.

### **1.5 Descripción del proyecto**

Este trabajo se divide básicamente en tres partes, en la primera parte se desarrolla el modelado matemático de los condensadores y evaporadores compactos, desarrollando las relaciones que definen el modelo termodinámico, de fluido dinámico y los métodos analíticos para el diseño de estos equipos. Se propone una metodología general de diseño que de manera estructurada permita obtener los parámetros para el diseño optimizado de los equipos. Se presenta un análisis comparativo de los condensadores y evaporadores analizados, con la finalidad de elegir bajo criterios establecidos, los que presenten las mejores características y que cumplan con los requerimientos que demanda el SRA-GAX.

En la segunda parte se describe la construcción del sistema experimental para las pruebas de condensadores de tubos aletados enfriados con aire y evaporadores de tubos aletados y coraza y el acondicionamiento del SRA-GAX avanzado, que opera con la mezcla amoniaco-agua.

Mediante una serie de pruebas experimentales se obtendrá la información necesaria para validar los códigos numéricos desarrollados y para conocer el comportamiento global del sistema de refrigeración por absorción.

En la tercera parte de este trabajo se presenta la simulación del sistema de refrigeración por absorción avanzada GAX, mediante el simulador de procesos ASPEN PLUS, para poder predecir el comportamiento global del sistema, y de sus componentes individuales, una vez que se integren los equipos de cambio de fase diseñados.

Este trabajo de tesis consta de siete capítulos, que están estructurados de la siguiente manera.

En el Capítulo 1 de este trabajo se presentan los objetivos y alcances del proyecto de tesis, se describe la problemática de la demanda de refrigeración y aire acondicionado en México, se plantea la justificación del trabajo y se presentan los antecedentes.

En el Capítulo 2 se presentan los aspectos relevantes de la energía a nivel mundial y nacional, y las generalidades de los ciclos de absorción, describiendo los sistemas de refrigeración por absorción de una etapa y los avanzados, haciendo énfasis en el SRA-GAX del CIE-UNAM. Además, se da una introducción de los intercambiadores de calor con superficies extendidas y a los fenómenos de flujo bifásico en condensación y evaporación.

En el Capítulo 3 se describe la metodología de diseño de condensadores y evaporadores compactos y se presentan los modelos matemáticos para simular y caracterizar teóricamente estos equipos. Además se revisan las correlaciones para flujo bifásico reportadas en la literatura, haciendo énfasis en las correlaciones para cambio de fase en evaporación y condensación.

En el Capítulo 4 se muestran los resultados de la simulación de condensadores aletados enfriados con aire y evaporadores de tubos aletados para producción de agua helada y se presentan los diseños optimizados de estos equipos, especificando los parámetros para su construcción. Finalmente se presenta la comparación entre resultados de simulación y experimentales.

En el Capítulo 5 se describe a detalle el diseño y construcción del sistema para pruebas experimentales de intercambiadores de calor compactos (SEICC), así como el acondicionamiento y modificaciones realizadas al sistema de refrigeración por absorción GAX (SRA-GAX), donde se implementarán los equipos diseñados.

En el Capítulo 6 se presenta la el desarrollo de la simulación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX, mediante el simulador de procesos ASPEN PLUS. También se detallan las pruebas experimentales realizadas al sistema completo y se contrastan los valores teóricos contra los resultados obtenidos experimentalmente.

En el Capítulo 7 se presentan las conclusiones del trabajo resaltando los resultados más relevantes de la simulación y de la experimentación, y se plantean los posibles trabajos futuros.

Por último se presentan dos anexos al final del trabajo, un apéndice A, donde se describen las correlaciones empleadas para calcular las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo utilizados en la simulación de los condensadores y evaporadores y un apéndice B, donde se desarrolla la metodología para preparación y carga de le mezcla amoniaco-agua en el SRA-GAX, además se describe el método para determinar las concentraciones de dicha mezcla.

## Referencias

- **Best, R., Hernández, J. (1991).** “Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling”. *Trans. Chemical Engineering*. Vol. 69 pp. 153-160.
- **Gómez, V. H. (2002).** “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.
- **Velázquez, N. L., Best, R. (2002).** “Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy”. *Applied Thermal Engineering*, 22, pp. 1089-1103.



## CAPÍTULO 2

### GENERALIDADES

#### Resumen

*En este capítulo se presentan los aspectos relevantes de la energía haciendo énfasis en la situación nacional, se plantean las generalidades de los ciclos de absorción, resaltando el potencial de los sistemas GAX, y se da una introducción de los intercambiadores de calor compactos de alta eficiencia, describiendo las ventajas que ofrecen al ser incorporados en sistemas de refrigeración por absorción.*

#### 2.1 Aspectos relevantes de la energía

A continuación se presenta el panorama energético mundial y nacional, resaltando aspectos relevantes como el uso eficiente de la misma y la posibilidad de utilizar las energías renovables como una solución a los problemas de contaminación ambiental y la creciente demanda de energía.

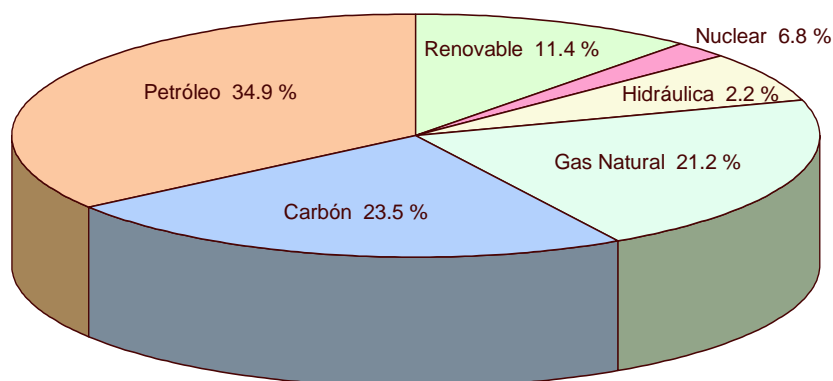
##### 2.1.1 Problemática energética mundial

La mayor parte de la energía utilizada en el mundo, se ha obtenido hasta ahora a partir de petróleo y carbón y el uso indiscriminado de estos recursos han causado severos daños al ambiente. Paralelamente a los problemas de producción de energía, se tienen las bajas eficiencias de los sistemas energéticos consumidores de la misma, agravando aún más la situación.

Actualmente se acepta que los combustibles fósiles son los responsables de más del 80% del dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) que se emite cada año a la atmósfera, culpables del efecto invernadero y por tanto del calentamiento global del planeta. La Agencia Internacional de la Energía (**AIE, 2006**), estima que el consumo de energía y las emisiones de CO<sub>2</sub> aumentarán para el 2010 casi en un 50% con respecto a los niveles de 1993.

La tendencia de demanda mundial de energía muestra un incremento constante, siendo los países industrializados, principalmente E.U, China, Rusia, Alemania, Reino Unido e India, los mayores consumidores de energía comparados con los que están en vías de desarrollo. Así, las naciones desarrolladas con menos del 20% de la población mundial, consumen cerca del 70% de la energía del mundial.

Desde 1975 a la fecha el consumo de energía primaria creció un 40%. El petróleo encabeza la lista con un 34.9% del total, seguido por el carbón con un 23.5% y el gas natural con un 21.2%, es decir que cerca del 80% de la energía que consumimos proviene de los combustibles fósiles, como se muestra en la figura 2.1 y solamente el 11.5% proviene de energías renovables (AIE, 2006).



**Figura 2.1 Consumo de energía primaria (AIE, 2006)**

Actualmente varios países (principalmente desarrollados) están comenzando a implantar políticas para la diversificación de las fuentes energéticas tomando en cuenta las renovables, además se están planteando metas para disminuir la emisión de gases nocivos al ambiente y se espera que este interés sea considerado por otros países a corto plazo.

### 2.1.2 Situación energética nacional

Es importante mencionar que en la actualidad la energía juega un rol importante en la economía de los países, por lo cual las naciones se están preocupando por el desarrollo de sistemas energéticos más eficientes y de la posible implementación de energías renovable. En nuestro país, cerca del 85% de la energía utilizada proviene de recursos no renovables, principalmente hidrocarburos y carbón. Esto se debe en gran parte a que México tiene reservas de hidrocarburos, estimadas a finales de 1993 en 7100 millones de toneladas de crudo, 2000 millones de metros cúbicos de gas natural y 1720 millones de toneladas de carbón. La relación entre las reservas y la producción actual son estimadas en 11.5 años para el petróleo crudo, 25.4 para el gas natural y 73.5 para el carbón.

En el aspecto ambiental, México está teniendo serios problemas con las emisiones de CO<sub>2</sub> y CH<sub>4</sub> que son compuestos que favorecen el efecto invernadero y de SO<sub>2</sub> y NO<sub>2</sub> que son las sustancias que ocasionan la lluvia ácida. Debido a esto, México ha comenzado a buscar alternativas que permitan contribuir en la preservación de sus recursos naturales, entre las que se puede encontrar el aprovechamiento de fuentes renovables de energía, así como el desarrollo de tecnologías más eficientes que permitan satisfacer las demandas presentes y futuras del país.

## 2.2 La problemática en la producción de frío

La producción de frío, tanto para el acondicionamiento de espacios como para la conservación de alimentos, es una actividad que pasó de ser un lujo a una necesidad. Las altas temperaturas que se han estado registrando en los últimos años, debido al efecto invernadero, han provocado una mayor demanda en la producción de frío. El costo que se paga por facturación eléctrica por operar los sistemas de refrigeración y aire acondicionado por compresión es muy elevado; por tal motivo, se están realizando investigaciones a nivel mundial orientadas a los sistemas de refrigeración por absorción, los cuales fueron desplazados casi totalmente por la llegada de los sistemas por compresión mecánica, aunque debido a la alta demanda de energía de estos y a que utilizan refrigerantes fluorocarbonados, (CFC), (que contribuyen al deterioro de la capa de ozono y al calentamiento global de la atmósfera), se están diseñando, construyendo y probando sistemas de refrigeración y aire acondicionado basados en la antigua tecnología de absorción con la implementación de mejores equipos y dispositivos térmicos, que los convierten en sistemas de absorción avanzados, los cuales alcanzan un mayor coeficiente de desempeño (COP) que los convencionales.

## 2.3 Problemática ambiental

Está demostrado que la capa de ozono de la atmósfera actúa como un escudo frente a la radiación ultravioleta procedente del sol. También es una realidad la reducción progresiva de la concentración de ozono, especialmente en determinadas zonas, motivada principalmente por la utilización de compuestos Clorofluorocarburos (CFC) presentes tanto en aerosoles como en refrigerantes, que emplean los sistemas de compresión mecánica. El cloro de los CFC actúa como catalizador de las reacciones de destrucción del ozono (ciclo cloro catalítico del ozono), bajo la acción de la energía de la radiación solar transformando dos moléculas de ozono en tres de oxígeno y dando lugar a una reacción en cadena. Además, la presencia de estos compuestos en la atmósfera también contribuye al conocido efecto invernadero. Dada la gravedad de este problema, las naciones

principalmente las desarrolladas comenzaron a plantear restricciones legales a la producción y comercialización de estas sustancias. Desde la firma del Protocolo de Montreal, en 1989, en el que se adoptaron compromisos para reducir en un 50% las emisiones de gases CFC, hasta el Protocolo de Kioto, de 1997, que planteo reducir prácticamente a cero las emisiones de gases invernadero, se han ido adoptando compromisos cada vez más restrictivos a la utilización de estos compuestos. La tabla 2.1 muestra los potenciales relativos de degradación de la capa de ozono y de efecto invernadero junto con la duración atmosférica media de algunos de los compuestos de carbono halogenados.

**Tabla 2.1 Potencial de degradación de la capa de ozono y de efecto invernadero de los refrigerantes comúnmente empleados**

Compuesto (refrigerante)	Potencial de degradación de ozono (ODP)	Potencial de efecto invernadero (HGWP)	Duración del efecto (años)
CFC 11 (R-11)	1.0	1.0	60
CFC 12 (R-12)	0.92 - 1.0	2.8 - 3.4	120
CFC 113 (R-113)	0.82 - 0.89	1.4	90
CFC 114 (R-114)	0.63 - 0.79	3.7 - 4.1	200
CFC 115 (R-115)	0.36 - 0.45	7.5 - 7.6	400
HCFC 22 (R-22)	0.042 - 0.057	0.374 - 0.37	15.3
HCFC 123 (R-123)	0.013 - 0.019	0.017 - 0.20	1.6
HCFC 124 (R-124)	0.016 - 0.021	0.09 - 0.10	6.6
HCFC 141b (R-141b)	0.066 - 0.092	0.087 - 0.097	7.8
HCFC 142b (R-142b)	0.053 - 0.059	0.34 - 0.39	19.1
HFC 125 (R-125)	0	0.51 - 0.65	28.1
HFC 134a (R-134a)	0	0.25 - 0.29	15.1
HFC 143a (R-143a)	0	0.72 - 0.76	41
HFC 152a (R-152a)	0	0.026 - 0.033	1.7
NH <sub>3</sub> (R-717)	0	0	0

## 2.4 Ciclos de refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción operan bajo el principio de absorción de vapores a baja presión y evaporación de líquidos a alta y baja presión, funcionan con energía térmica y utilizan mezclas líquidas de refrigerante-absorbente, donde la sustancia que absorbe energía del medio es el refrigerante,

el cual es absorbido y liberado por la otra sustancia afín llamada absorbente, que puede ser un sólido o un líquido (**Best, 1993**).

En un sistema de refrigeración continuo de absorción, a la mezcla se le suministra la energía térmica en el generador ( $Q_{GE}$ ), a la bomba se le suministra un trabajo ( $W_B$ ) y el cuerpo o espacio enfriado le cede energía térmica al evaporador ( $Q_{EV}$ ), mientras que el sistema también cede energía térmica en el absorbedor ( $Q_{AB}$ ) y en el condensador ( $Q_{CO}$ ). Haciendo el balance de energía del sistema con base en la primera ley de la termodinámica se obtiene la ec. (2.1).

$$Q_{GE} + Q_{EV} + W_B = Q_{AB} + Q_{CO} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

La eficiencia de un sistema de absorción es medida por el coeficiente de operación (COP), que es la relación entre la energía térmica suministrada en el evaporador y la energía suministrada al sistema, la ec. 2.2, expresa el COP térmico de enfriamiento, mientras que la ec. 2.3 define el COP térmico real, que contempla la energía consumida por los ventiladores ( $W_{VE,AB}$ ), ( $W_{VE,CO}$ ), ( $W_{VE,RE}$ ) y la bomba de solución del sistema ( $W_{BS}$ ).

$$COP_{enf} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

$$COP_{real} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + W_{BS} + W_{VE,AB} + W_{VE,CO} + W_{VE,RE}} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

#### 2.4.1 Las mezclas de trabajo en sistemas de absorción

Las mezclas de refrigerante absorbente de uso común en los sistemas de refrigeración por absorción son tres, la más antigua de ellas es la de amoníaco-agua, en donde el refrigerante es el amoníaco y el agua es el absorbente; otra combinación es el amoníaco-nitrato de litio, donde nuevamente el amoníaco es el refrigerante y finalmente la mezcla agua-bromuro de litio, en donde el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente. Las dos primeras se emplean típicamente para refrigeración, con temperaturas por debajo de 0°C, mientras que la última se utiliza en sistemas de absorción para aire acondicionado, para temperaturas por arriba de 0°C. En la tabla 2.2 se muestran algunas ventajas y desventajas de cada una de las tres mezclas antes mencionadas.

**Tabla 2.2 Ventajas e inconvenientes de las principales mezclas binarias empleadas en sistemas de absorción**

<b>Agua (H<sub>2</sub>O) / Bromuro de Litio (LiBr)</b>	
<i>Ventajas</i>	<i>Inconvenientes</i>
El refrigerante agua tiene una alta capacidad calorífica.	El sistema no puede enfriar a temperaturas menores del punto de congelación de agua.
La solución de bromuro de litio no es volátil, no requiere rectificación.	El bromuro de litio es solvente en agua sólo limitadamente.
Las sustancias no son tóxicas ni inflamables.	El vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema.
<b>Amoníaco (NH<sub>3</sub>) / Agua (H<sub>2</sub>O)</b>	
<i>Ventajas</i>	<i>Inconvenientes</i>
El refrigerante amoníaco tiene una alta capacidad calorífica.	Presión de trabajo relativamente alta, demanda tuberías de mayor espesor.
Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta -60°C.	Volatilidad del absorbente, es necesaria una rectificación.
Propiedades muy buenas de transferencia de calor y masa.	El amoníaco es irritante a altas concentraciones.
El refrigerante amoníaco es de muy bajo costo.	La temperatura para separar el amoníaco, es mayor que con las otras mezclas.
<b>Amoníaco (NH<sub>3</sub>) / Nitrato de Litio (LiNO<sub>3</sub>)</b>	
<i>Ventajas</i>	<i>Inconvenientes</i>
El refrigerante amoníaco tiene una alta capacidad calorífica.	Presión relativamente alta del refrigerante, requiriendo de tuberías más gruesas.
Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta -60°C.	La mezcla puede llegar a cristalizarse a bajas concentraciones.
Propiedades muy buenas de transferencia de calor y masa.	La mezcla es un tanto corrosiva al entrar en contacto con el aire.
Es posible comenzar a generar a bajas temperaturas.	El costo del nitrato de litio es elevado.

#### 2.4.2 El efecto GAX en los sistemas de absorción

La principal característica de un ciclo de absorción con intercambio de calor entre el generador y absorbedor (GAX) por sus siglas en inglés (**Generator Absorber heat eXchange cycle heat pump**), es que la gran diferencia de concentración entre la solución débil y la solución fuerte, trae asociado un traslape parcial de los intervalos de temperatura del absorbedor y generador. Esto significa que la sección del absorbedor con temperatura más alta, puede calentar a la sección del generador con temperatura más baja (**Carmody y Shelton, 1993**). Con lo anterior surge la posibilidad de recuperar calor interno del sistema y reducir

la cantidad de calor externo de alta temperatura requerido para operar el ciclo, trayendo como consecuencia un incremento sustancial del coeficiente de operación COP en estos sistemas.

Los SRA-GAX tienen potencial para competir contra los sistemas de refrigeración y aire acondicionado tradicionales de compresión mecánica, en los sectores residencial y comercial, debido a que pueden operar con calor de desecho, a fuego directo, con energía solar o acoplados como sistemas de cogeneración con microturbinas, disminuyendo los altos costos por facturación eléctrica.

### 2.4.3 Estudios recientes sobre SRA-GAX

El ciclo GAX fue concebido termodinámicamente en 1913 por el Alemán Altenkirch (**Herold y Radermacher, 1996**); sin embargo, no fue sino hasta principios de 1980 cuando en Estados Unidos se construyó el primer prototipo operado con gas natural. En los sistemas de absorción GAX se tiene como prioridad la integración energética interna con la cual se obtiene el mayor desempeño energético del ciclo, operando con temperaturas de generación del orden de 220°C.

En las últimas dos décadas se han realizados aportaciones para mejorar el desempeño del ciclo de absorción GAX:

El Ciclo Branched GAX (BGAX) (**Herold y Radermacher, 1996**), el cual difiere del ciclo GAX en que tiene una bomba adicional entre el absorbedor y el generador. Lo que se busca con este arreglo es obtener una mayor integración energética, es decir, recuperar más calor del absorbedor y suministrarlo al generador a través de un aumento del flujo entre estos equipos. Esta configuración es mejor termodinámicamente, porque aumenta el COP al disminuir el suministro de energía primaria en el generador. Teóricamente se estima que se suministra 20% más de calor del absorbedor al generador, lo que se traduce en un incremento del COP de entre 1% y 5% sobre el ciclo GAX convencional, la desventaja que tiene este ciclo es que requiere de una bomba y un circuito externo adicional.

El Ciclo Waste GAX (WGAX) (**Kang y Chen, 1999**), éste conserva los mismos elementos del ciclo GAX convencional, pero la parte del generador la divide para que una parte sea operada por calor residual, lo cual representa una disminución en el consumo de energía primaria, que se traduce en ahorro económico y un mejor desempeño.

El Ciclo Vapor Exchange GAX (VX GAX) (**Rane y Erickson, 1993**), este difiere del ciclo GAX en que se coloca un generador y un absorbedor a un nivel de presión intermedia para disminuir las pérdidas de exergía en el absorbedor y el rectificador y alcanzar un COP mayor.

El Ciclo Hybrid GAX (HGAX) (**Kang et al, 2004**), es un ciclo híbrido que combina el sistema de absorción y compresión mecánica.

Recientes investigaciones como las realizadas por Velázquez (**Velázquez y Best, 2002**) quien diseñó e inició la construcción de un sistema GAX híbrido, propone el uso de energía solar para operar parcialmente el sistema y la combustión de gas natural para operarlo a carga total. Este equipo se encuentra en las instalaciones del Centro de Investigación en Energía de la UNAM (CIE-UNAM). Actualmente está en etapa de pruebas y se están analizando cada uno de sus componentes, de modo que conduzcan a optimizar y a obtener el mejor desempeño del ciclo, como se reporta por Gómez, (**Gómez et al. 2004 y Gómez et al. 2005**).

#### **2.4.4 Descripción del sistema de refrigeración por absorción GAX, (SRA-GAX) del CIE-UNAM**

El sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX (SRA-GAX) del CIE-UNAM, está diseñado para el acondicionamiento de espacios y es mostrado esquemáticamente en la figura 2.2. Esta unidad utiliza como fluidos de trabajo amoníaco-agua, tiene una capacidad de 10.6 kW de enfriamiento (3 toneladas de refrigeración) (**Velázquez y Best, 2002**) y está compuesta por seis equipos principales que son: generador, rectificador, condensador, preenfriador, evaporador, absorbedor, dos válvulas de expansión y una bomba de solución. El rectificador esta incorporado al generador formando la columna Generador-rectificador y la sección más fría del generador (GAX-generador) se integra al absorbedor para formar la columna Absorbedor-GAX. Al integrar el GAX-generador al absorbedor, se elimina la bomba, el circuito de tuberías y el sistema de control del fluido de transferencia de calor externo. El SRA-GAX tiene una configuración que permite ser operado mediante una fuente de energía híbrida gas natural-solar. Las fuentes de energía como no están intermezcladas pueden manejarse en forma independiente.

El proceso de precalentamiento y preenfriamiento de la solución fuerte y débil respectivamente se realiza de la siguiente forma: La solución fría del absorbedor es introducida a la parte media del mismo para recibir el calor de absorción de esta sección y precalentarse antes de entrar al generador. Por su parte, la solución caliente que sale del generador, es introducida a la sección media del generador donde cede calor a la solución, enfriándose antes de entrar al absorbedor.



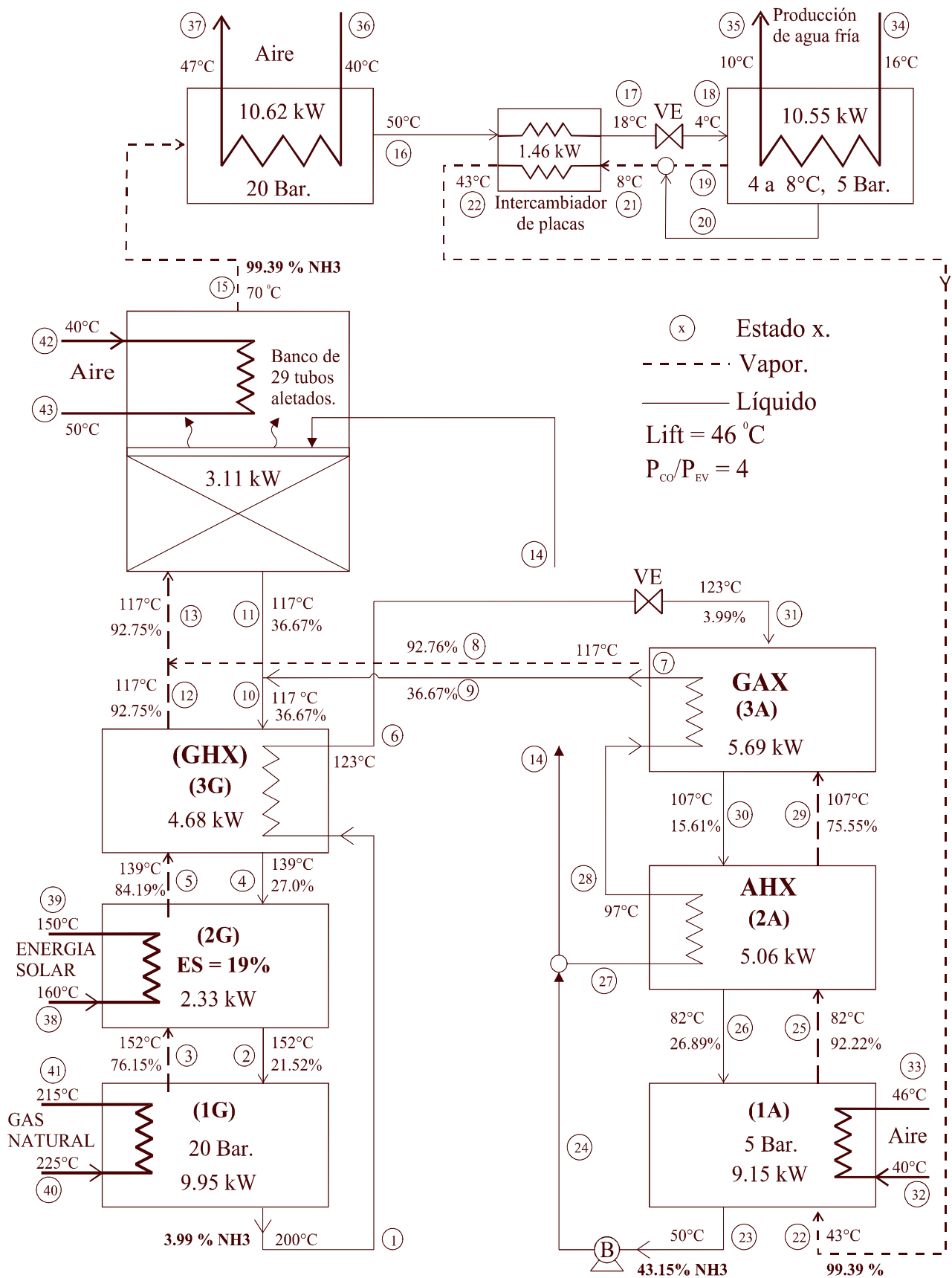


Figura 2.2. Diagrama del ciclo de absorción avanzado GAX (Velázquez y Best, 2002)

Los resultados teóricos de diseño del SRA-GAX del CIE-UNAM, reportados por (Velázquez y Best, 2002) se muestran en la tabla 2.3. Algunos de estos valores serán empleados en el capítulo 4 de este trabajo, para la simulación y diseño del condensador y evaporador del sistema. Los resultados fueron establecidos para condiciones de diseño del aire de enfriamiento a 40°C y 24% de humedad relativa.

**Tabla 2.3 Condiciones de operación del SRA-GAX (Velázquez y Best, 2002)**

Descripción	Unidades	Valor
<b>Concentración de amoníaco</b>		
Refrigerante (15)	%	99.39
Solución concentrada (23)	%	43.15
Solución diluída (1)	%	99.4
<b>Presión</b>		
Presión del condensador	bar	20.0
Presión del evaporador	bar	5.0
<b>Flujo másico</b>		
Refrigerante (15)	kg/min	0.5558
Aire en el condensador (15)	m <sup>3</sup> /min	84.59
Flujo másico de agua helada (34)	kg/min	25.21
<b>Temperatura de las corrientes</b>		
Temperatura a la salida del GE (15)	°C	70
Temperatura a la salida de la V.E (18)	°C	4
Temperatura de entrada al EV (34)	°C	16
Temperatura de salida del EV (35)	°C	10
<b>Indicadores energéticos</b>		
COP de enfriamiento	Adim	0.86
COP de calentamiento	Adim	1.86

Las investigaciones sobre los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire que utilizan fuentes de energía renovable como la energía solar, están siendo realizadas en México por Universidades e Institutos de Investigación, donde los esfuerzos están enfocados en tres vertientes principales:

- 1) El desarrollo de nuevos ciclos de absorción, con mayor recuperación interna de calor.
- 2) El estudio de nuevas mezclas de trabajo, con mejores propiedades termodinámicas y que no dañen el ambiente.
- 3) La implementación de equipos de transferencia de calor más eficientes y compactos.
- 4) Nuevos materiales, con mejores características térmicas y de resistencia mecánica, además de ligeros.

## 2.5 Avances tecnológicos en procesos de intercambio de calor

En la actualidad, con los avances tecnológicos se han logrado notables avances en la tecnología del intercambio de calor. La nueva tecnología utiliza tuberías mejoradas, fabricadas con materiales que poseen características superiores, tales como, mayor conductividad térmica, además se han implementado en los tubos aletas internas y externas, que favorecen de manera importante el intercambio de calor (**Kang y Chen, 1996**). Estas modificaciones son hechas a través de un maquinado que produce estrías o corrugaciones, lo que en principio mejora los coeficientes individuales de transferencia de calor y por consiguiente los coeficientes globales de transferencia de calor. De este modo se obtienen diseños de equipos de transferencia de calor mucho más compactos y eficientes.

Los intercambiadores compactos son una excelente alternativa para incrementar la eficiencia de los sistemas de refrigeración y de acondicionamiento de aire, con recuperación interna de calor, donde se presentan gradientes de temperaturas pequeños, condiciones a las cuales los intercambiadores de coraza y tubos lisos tradicionales no pueden operar. Los intercambiadores compactos son considerablemente más pequeños, con densidades de área de superficie de más de  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , relación muchas veces mayor que la de los intercambiadores de coraza y tubos lisos comúnmente utilizados.

Cada vez es más frecuente ver intercambiadores compactos en plantas de procesos, pero. Al contrario de los intercambiadores de tubos y coraza, que cuentan con estándares internacionales a través de la norma TEMA, (Tubular Exchangers Manufacturers Association, Inc.), los intercambiadores compactos son poco definidos y se presentan en muchas configuraciones: intercambiadores de espiral, de tubos y aletas, regeneradores y muy recientemente de placas corrugadas. Sin embargo, se tiene poca información para el diseño, en la literatura abierta y también poca experiencia en la operación en aplicaciones específicas, como en ciclos de absorción.

En la industria de las bombas de calor para refrigeración y aire acondicionado, los intercambiadores se utilizan como evaporadores y condensadores y usualmente son del tipo tubo-aleta cuando uno de los fluidos de intercambio es aire y de coraza y tubos o placas cuando ambos fluidos son líquidos. Lo que se busca ahora, es tratar de reducir el tamaño de los intercambiadores de coraza y tubos introduciendo tubería con superficies aletadas externas y algún tipo de acabado interno, lo que permite incrementar la eficiencia y reducir el tamaño de los mismos, para reducir a la vez el tamaño y peso de los sistemas de absorción lo cual es una desventaja de estos sistemas comparados con los sistemas tradicionales de compresión.

Analizando lo anterior surge la motivación por realizar el modelado, simulación y diseño de condensadores y evaporadores compactos, para emplearse en sistemas de refrigeración por absorción GAX. En el diseño de estos equipos se contemplan aspectos de diseño novedosos, como son: la utilización de superficies mejoradas y el uso de aluminio en la fabricación de los tubos y las aletas.

## 2.6 Clasificación de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos donde existe intercambio de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas, separados por una pared sólida. Aplicaciones específicas se pueden encontrar en acondicionamiento de espacios y refrigeración, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y en procesos químicos.

Es importante saber como realizar la selección adecuada de un intercambiador de calor, para una aplicación determinada, ya que de la correcta selección dependerá el buen dimensionado y funcionamiento de los sistemas. Lo anterior también implica aspectos económicos, ya que en algunos la inversión en intercambiadores de calor representa más de la tercera parte de la inversión total del equipo. Por estas razones se requiere que los diseñadores de este tipo de equipos, estén familiarizados con los aspectos que permitan seleccionar el equipo más apropiado, eficiente y económico para cada aplicación particular. Los intercambiadores pueden ser clasificados de acuerdo a los siguientes criterios (**Shah, 1981**), estos cinco criterios de clasificación se muestran en la figura 2.3.

### a) Recuperadores y regeneradores de calor.

### b) Procesos de transferencia.

- *Contacto directo*
- *Contacto indirecto*

### c) Geometría de construcción.

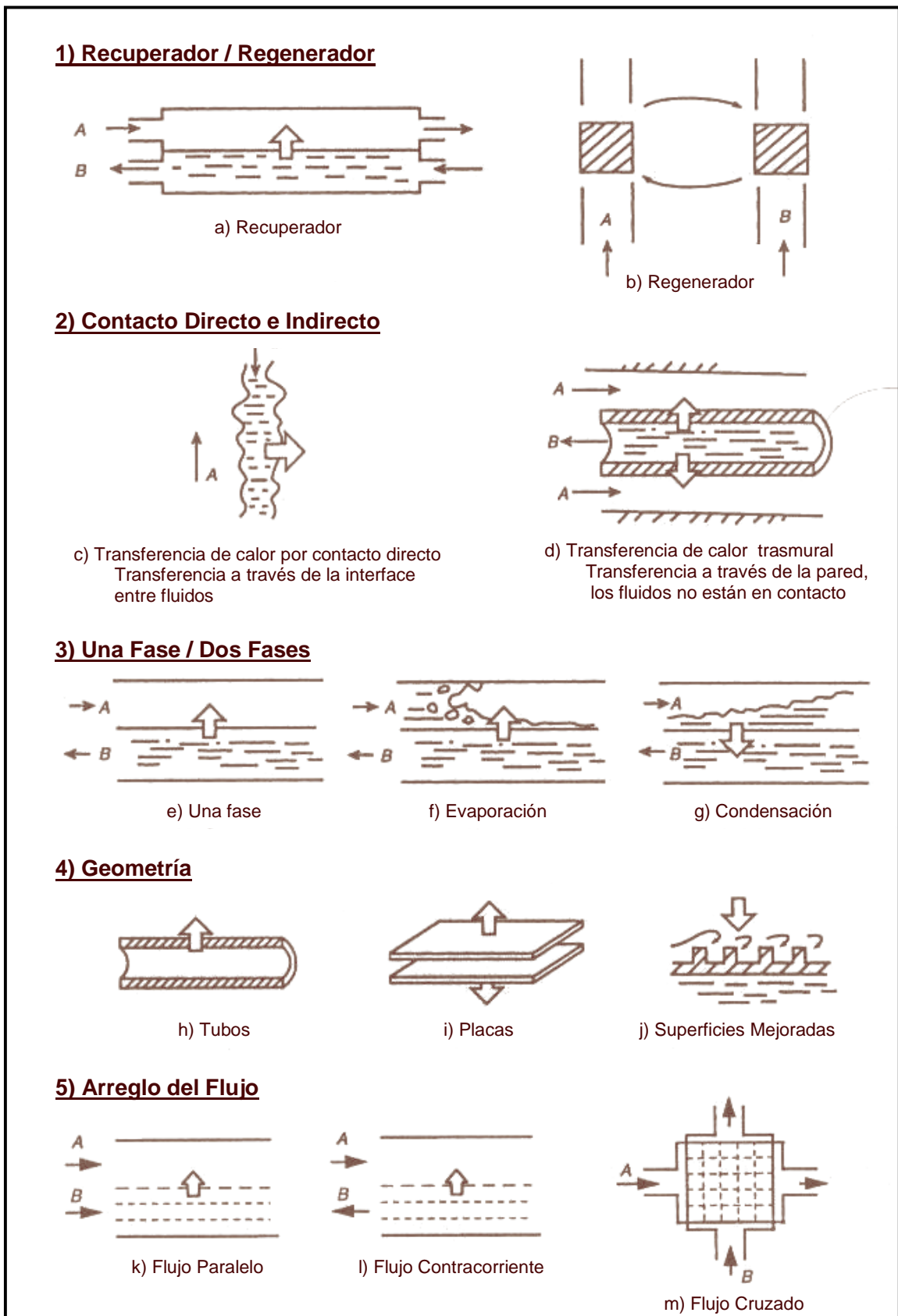
- *Tubos*
- *Placas*
- *Superficies extendidas*

### d) Mecanismos de transferencia de calor.

- *Una fase*
- *Dos fases*

### e) Arreglo del flujo.

- *Paralelo*
- *Contracorriente*
- *Cruzado.*



**Figura 2.3. Clasificación de los intercambiadores de calor (Shah, 1981)**

## 2.7 Selección de los intercambiadores de calor

La decisión más importante durante el diseño de intercambiadores de calor, es la selección del tipo de intercambiador que se utilizará para una aplicación determinada.

La selección de los intercambiadores de calor con cambio de fase (condensador y evaporador) a emplear en el SRA-GAX del CIE-UNAM se realizó considerando los siguientes aspectos:

- *Carga térmica de refrigeración.*
- *Presión y temperatura de operación.*
- *Naturaleza de los fluidos.*
- *Materiales de construcción.*

Estos aspectos son los que generalmente se consideran para la selección de equipos de transferencia de calor (**Shah, 1981**) y se fijaron en función de las características de operación que presenta el SRA-GAX mostradas en la tabla 2.3.

Así considerando los aspectos antes mencionados se decidió que el condensador sería de tubos lisos por la parte interna y aletas por la parte externa, como los mostrados en la figura 2.4, los cuales son enfriados con aire que circula a flujo cruzado a través del banco de tubos. En tanto que el evaporador sería del tipo tubo y coraza, con tubos lisos por la parte interna y bajo aletado externo, doble tubo con aleta longitudinal ó placas como se observa en la figura 2.5, a), b) y c) respectivamente. En todos los casos de condensadores y evaporadores estudiados en este trabajo, el fluido de trabajo es la mezcla amoniaco-agua que circula por la parte interna de los tubos.

Una vez realizada la simulación numérica de los condensadores y evaporadores, se hará una comparación entre los equipos que presenten las mejores características y se elegirá al condensador y evaporador más apropiado considerando los siguientes criterios:

- *Menor tamaño (compactos y ligeros).*
- *Mayor eficiencia (mayores coeficientes de transferencia de calor).*
- *Bajo costo (construcción, operación y mantenimiento).*
- *Viabilidad técnica (materiales comerciales).*
- *Que puedan ser contruidos en México.*

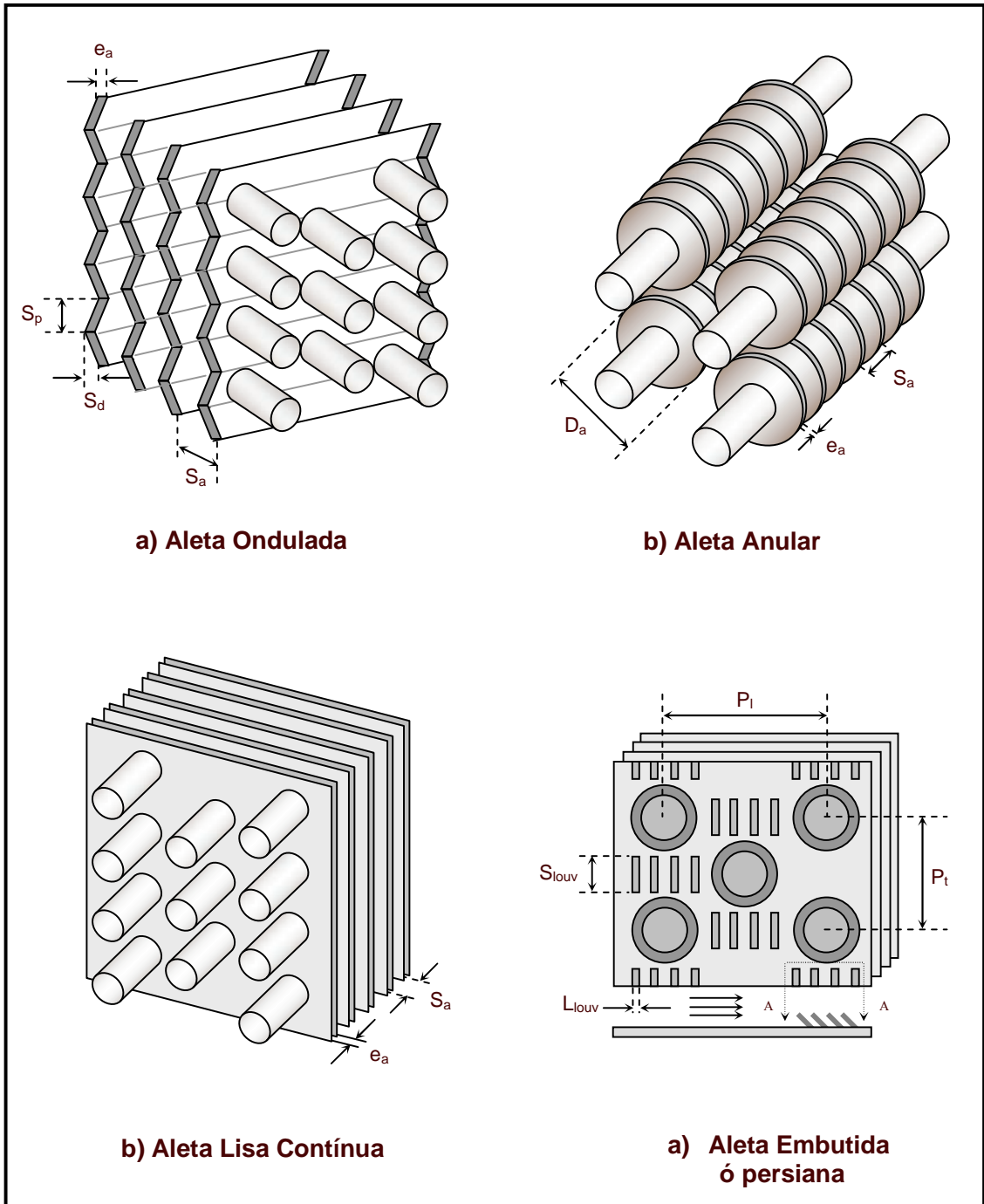


Figura 2.4 Condensador de tubos con diferentes tipos de aletas, enfriados con aire a flujo cruzado

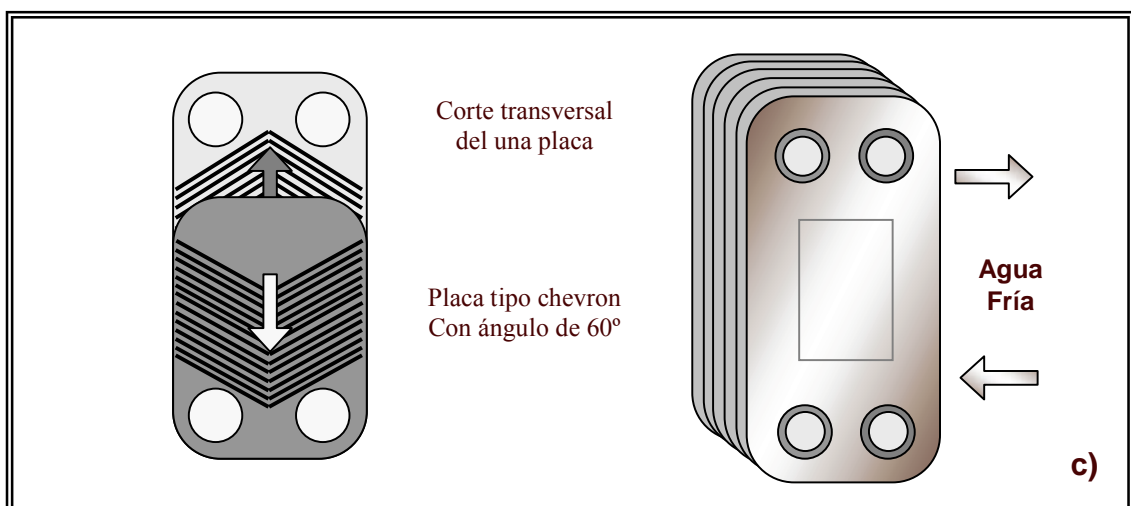
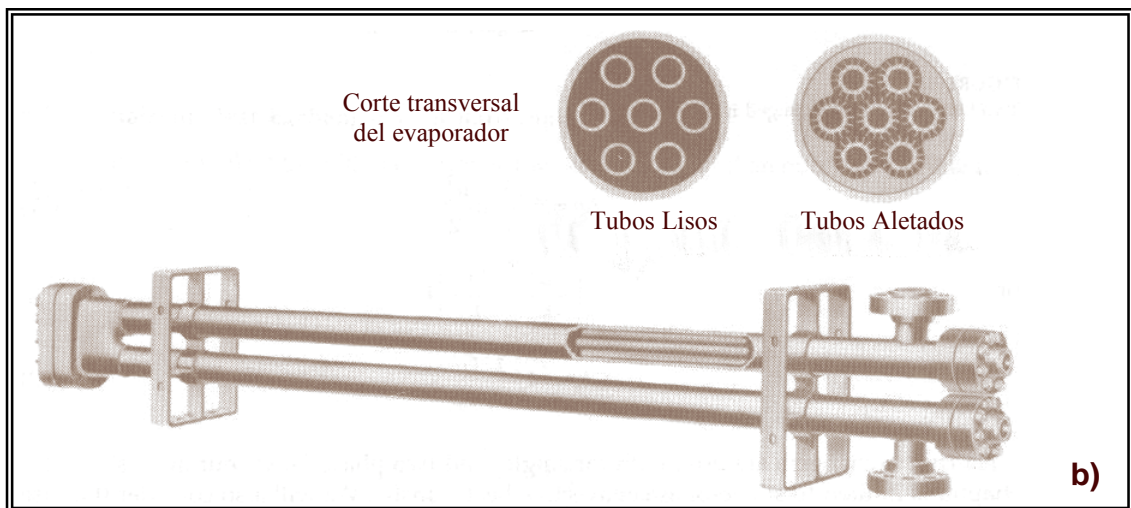
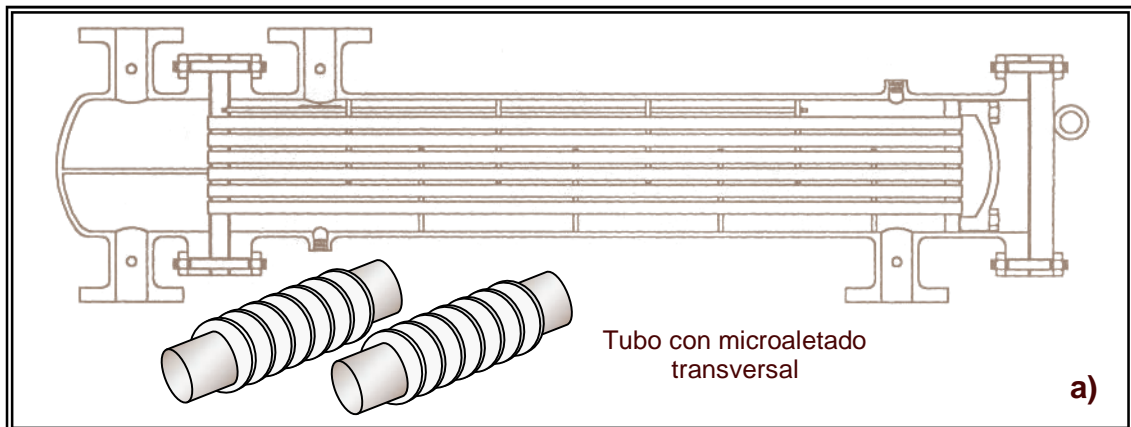


Figura 2.5. a) Evaporador de tubos aletados y coraza, b) de doble tubo, con multitubos aletados longitudinalmente, c) de placas con tramado



## Referencias

- **AIE, 2006. Agencia Internacional de la Energía**
- **Best, R. (1993).** “Principios básicos de refrigeración”, Métodos de Producción de Frío. UNAM, México 1993.
- **Carmody, S. A., Shelton. S. V. (1993).** “Analysis of Generator-Absorber Heat Recovery for an Ammonia-Water Absorption Cycle” Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems, AES- Vol. 30/HTD-Vol. 266, ASME, 1993.
- **Gómez, V. H., Vidal, A. S., García, C. A., García-Valladares, O., Best, B. R., Velásquez, N. L. (2004).** “Análisis teórico experimental de un ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX, operado a carga parcial y asistido con energía solar”. Reunión Técnica ISES Latín América Regional Conference, Guanajuato, Gto. México.
- **Gómez, V. H., Vidal, A. S., García, C. A., García-Valladares, O., Best, B. R., Velásquez, N. L. (2005).** “Evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system”, International Sorption Heat Pump Conference, Denver Colorado, Estados Unidos.
- **Herold, K. E., Radermacher, R., Klein S. A. (1996).** “Absorption Chillers and Heat Pumps”, Eds. CRC Press Inc, 1996.
- **Kang, Y. T., Chen, W. (1996).** “Design of ammonia-water condenser with fluted tube”. ASHRAE Transactions: Symposia. Páginas 587-593. 1996.
- **Kang, Y. T., Hong, H., Park, K. S. (2004).** “Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles: HGAX, International Journal of Refrigeration, Vol. 27 pp. 442-448.
- **Rane, M. V., Erickson, D. C. (1993).** “Advanced Absorption Cycle: Vapor Exchange GAX”. AES-Vol. 31, International Absorption Heat Pump Conference ASME, 25-32.
- **Shah, R. K. (1981).** “Classification of Heat Exchangers. In Heat Exchangers-Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design”. S. Kakac, A.E. Begles, and F. Mayinger (Eds.), Wiley, New York.

## CAPÍTULO 3

### MODELADO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR CON CAMBIO DE FASE

#### Resumen

*En este capítulo se desarrolla una simulación numérica unidimensional, en estado permanente, se describe el método de solución  $\epsilon$ -NTU, que es el método de solución empleado en este trabajo y se definen los fenómenos de condensación y evaporación, así como las correlaciones semiempíricas empleadas para generar los modelos matemáticos y calcular los coeficientes individuales de transferencia de calor y caídas de presión. Los modelos utilizados para la simulación termodinámica y de fluido dinámico fueron retomados del trabajo previo de maestría (Gómez, 2002), y modificados y ajustados para una mejor resolución de la simulación.*

#### 3.1 Flujo en dos fases

En muchos tipos de procesos como los de producción de energía, y de refrigeración y aire acondicionado, se produce el fenómeno de cambio de vapor a líquido o viceversa dependiendo del equipo que se trate, estos cambios se producen por condensación o evaporación, por tanto es necesario conocer estos procesos con el propósito de diseñar los equipos de transferencia de calor más apropiados. Flujo en dos fases es el nombre que se asigna a la interacción de dos fases (sólido, líquido, ó gas) influenciada por el movimiento de ambas. Una característica importante del flujo bifásico, es como las fases líquido y vapor se orientan, esto es llamado estructura o patrón de flujo; puede ocurrir una variedad de patrones de flujo dependiendo principalmente de la relación entre flujos másicos y las propiedades físicas de las dos fases, además de la geometría y orientación del canal donde fluyen. En este trabajo de tesis se hará referencia al flujo bifásico entre el vapor y el líquido en el interior de los tubos.

#### 3.2 Fenómeno de condensación

La condensación se define como la extracción de calor en un sistema provocando el cambio de fase de vapor a líquido. El líquido o condensado producido en la condensación depende de las condiciones en que se lleve a cabo

el proceso. Los mecanismos posibles son: condensación de gota, de película, de contacto directo y homogénea.

### 3.2.1 Patrones de flujo en condensación

Como se ha mencionado, durante el cambio de la fase vapor a líquido se presentan una variedad de patrones de flujo en el interior de tubos horizontales, estos patrones de flujo bifásico son distintos a los de evaporación, debido a que en la condensación la porción superior de los tubos permanece siempre mojada. Se han desarrollado criterios para predecir los patrones de flujo en función de la velocidad de flujo másico  $G$  ( $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ), la cual se define como el flujo másico por unidad de área. Para velocidades de flujo másico  $G$  elevadas los patrones de flujo que se presentan en condensación son: flujo anular-neblina (annular-mist flow), flujo anular (annular flow), flujo ondulado-anular (wavy-annular flow), flujo ondulado (wavy flow) y flujo estratificado (stratified flow), y se muestran en la figura 3.1, (Dobson et al., 1994).

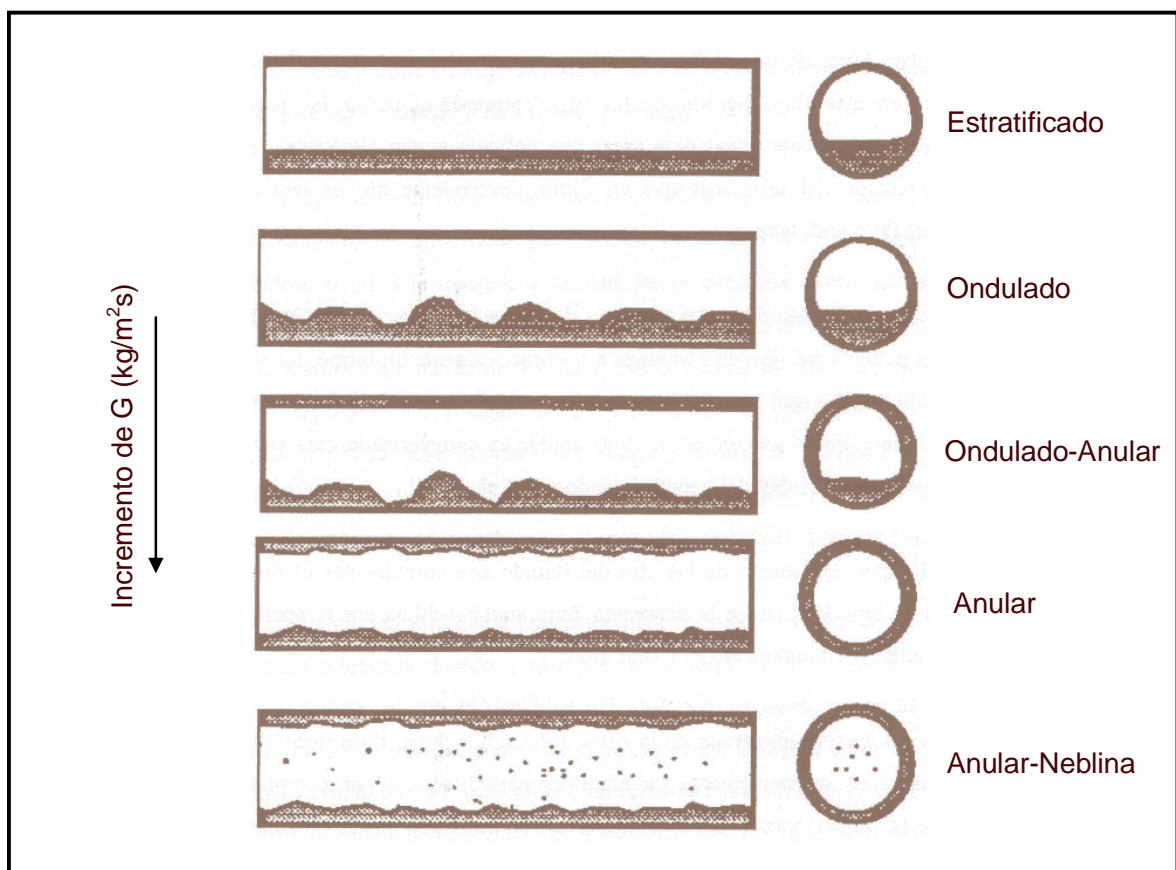
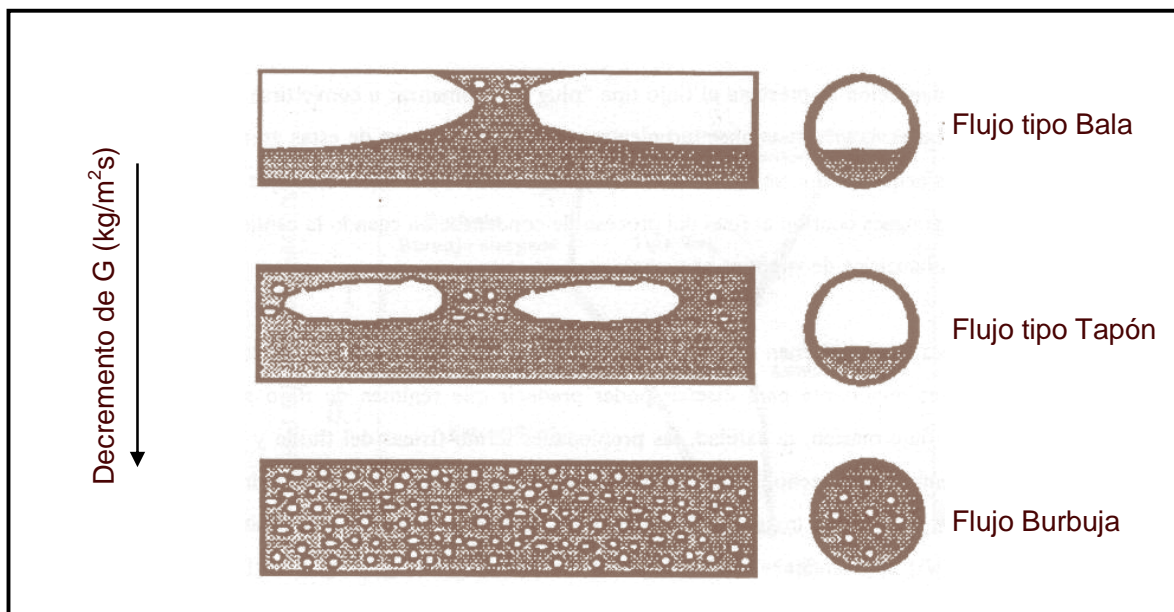


Figura 3.1 Patrones de flujo en condensación a velocidades de flujo másico  $G$  ( $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ) elevadas (Dobson et al., 1994)

Cuando la velocidad del vapor es baja en un tubo horizontal, se presenta la estratificación del condensado debido a que la fuerza de gravedad deposita en la parte inferior del tubo el líquido condensado en la parte superior, como la velocidad del vapor es baja la interfase líquido-vapor permanece lisa y acumulada en la parte inferior del tubo. Al incrementarse la velocidad del vapor, comienzan a aparecer pequeñas olas debido a la generación de turbulencia en la interfase líquido-vapor dando lugar al flujo ondulado. A medida que la velocidad aumenta las ondas de flujo comienzan a distorsionarse y a mojar la parte superior y el contorno del tubo dando lugar a un flujo de transición ondulado-anular y a mayor velocidad las ondas se minimizan y el líquido condensado comienza a emigrar de la parte inferior a la superior del tubo, originando una película de líquido uniforme en el contorno interno del tubo, mientras que el vapor a alta velocidad viaja por el núcleo del tubo. A velocidades todavía mayores del vapor, las pequeñas crestas de las olas de líquido son cortadas por el vapor, y viajan por el centro del tubo, suspendidas en forma de pequeñas gotas mezcladas con vapor, dando un aspecto de neblina. A bajas velocidades de flujo másico  $G$  los patrones de flujo que se presentan son: flujo burbuja (bubbly flow), flujo tipo bala (slug) y flujo tipo tapón (plug), estos patrones de flujo se muestran en la figura 3.2, (Dobson et al., 1994).



**Figura 3.2 Patrones de flujo en condensación a velocidades de flujo másico  $G$  ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ ) bajas (Dobson et al., 1994)**

A velocidades de flujo másico  $G$  bajas se presenta el flujo tipo bala, cuando las olas en la interfase líquido-vapor crecen demasiado en amplitud, y bloquean la sección transversal del tubo en algunos puntos. A medida que la condensación

continua se presenta el flujo tipo tapón, al convertirse las zonas de gas en grandes burbujas alargadas, las cuales estallan debido a las fluctuaciones del flujo, convirtiéndose en pequeñas burbujas que comienzan a integrarse en el líquido, lo que da origen al flujo tipo burbuja. La predicción del coeficiente de transferencia de calor y de la caída de presión para la condensación de un vapor dentro de tubos, tiene un gran interés debido a que las correlaciones han sido desarrolladas de acuerdo con algún patrón de flujo en particular. (**Breber et al., 1980**), proponen un método simple para predecir los patrones de flujo dependiendo de un parámetro  $j_g^*$  definido como:

$$j_g^* = \frac{xG}{[gD\rho_v(\rho_l - \rho_v)]^{0.5}} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

y el parámetro de Lockhart-Martinelli  $X_{tt}$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Tomando el criterio de:

$$j_g^* > 1.5 \quad X_{tt} < 1.0 \quad \text{neblina y anular} \quad (\text{Ec. 3.3.a})$$

$$j_g^* < 0.5 \quad X_{tt} < 1.0 \quad \text{ondulado y estratificado} \quad (\text{Ec. 3.3.b})$$

$$j_g^* < 0.5 \quad X_{tt} > 1.5 \quad \text{tipo bala} \quad (\text{Ec. 3.3.c})$$

$$j_g^* > 1.5 \quad X_{tt} > 1.5 \quad \text{tipo burbuja} \quad (\text{Ec. 3.3.d})$$

En caso de presentarse puntos intermedios entre los rangos de flujo, el cálculo se realiza mediante una interpolación lineal entre los puntos obtenidos y el patrón de flujo será el más cercano a alguno de los patrones definidos.

### 3.2.2. Correlaciones empíricas para condensación

Se han desarrollado diferentes correlaciones empíricas para evaluar el coeficiente individual de transferencia de calor en fluidos puros, durante la condensación dentro de tubos, algunos de estos trabajos son: (**Cavallini y Zecchin, 1971**), (**Boyko y Kruzhilin, 1967**), (**Kosky y Staub, 1971**), (**Traviss et al., 1972**) y (**Shah, 1979**) para flujo anular. (**Jaster y Kosky, 1975**), para flujo estratificado. (**Tandon et al., 1985**), para flujo ondulado, anular y semi-anular. Otro aspecto es el referente a determinar los esfuerzos cortantes en la pared que provocan la caída de presión en el fluido debido a la fricción, para lo cual diversos autores han desarrollado notables trabajos, entre los que destacan los estudios de (**Lockhart y Martinelli, 1949**), (**Chisholm, 1973**) y (**Friedel, 1979**) entre otros.

### 3.3 Fenómeno de evaporación

La evaporación es una forma de transferencia de calor que involucra un cambio de fase de líquido a vapor. El término evaporación se utiliza para definir el proceso de formación de vapor en una interfase líquido-vapor, debido a la adición de calor a un flujo de líquido de tal manera que se genere el cambio de fase de líquido a vapor.

#### 3.3.1 Patrones de flujo en evaporación

Los patrones de flujo que se presentan en la evaporación dentro de tubos horizontales son influenciados por la desviación del equilibrio termodinámico y las características del flujo (**Collier, 1981**). En la figura 3.3, se representa la evolución del flujo en un tubo horizontal, cuando se alimenta un líquido a una velocidad relativamente baja. Si el fluido entra como líquido, la primera indicación de la generación de vapor, son pequeñas burbujas en la pared del tubo, dando paso al flujo burbuja, tapón y posteriormente bala, pero los puntos más importantes a considerar son: la posibilidad del secado y remojado intermitente en la pared superior del tubo en el patrón del flujo onda y el secado progresivo de la misma a lo largo del flujo anular. A medida que la velocidad del fluido aumenta, la influencia de la gravedad es menos marcada, la distribución de fases se vuelve más simétrica y comienza a formarse el patrón de flujo neblina, en el cual el líquido paulatinamente deja de mojar la pared caliente del tubo y solo hay vapor, por lo que la transferencia de calor disminuye considerablemente, comenzando la zona denominada dry out. De igual manera que para la condensación es necesario tratar de determinar los patrones de flujo, dadas unas condiciones de velocidad de flujo másico  $G$ , con el fin de emplear la correlación apropiada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor (**Breber et al., 1980**).

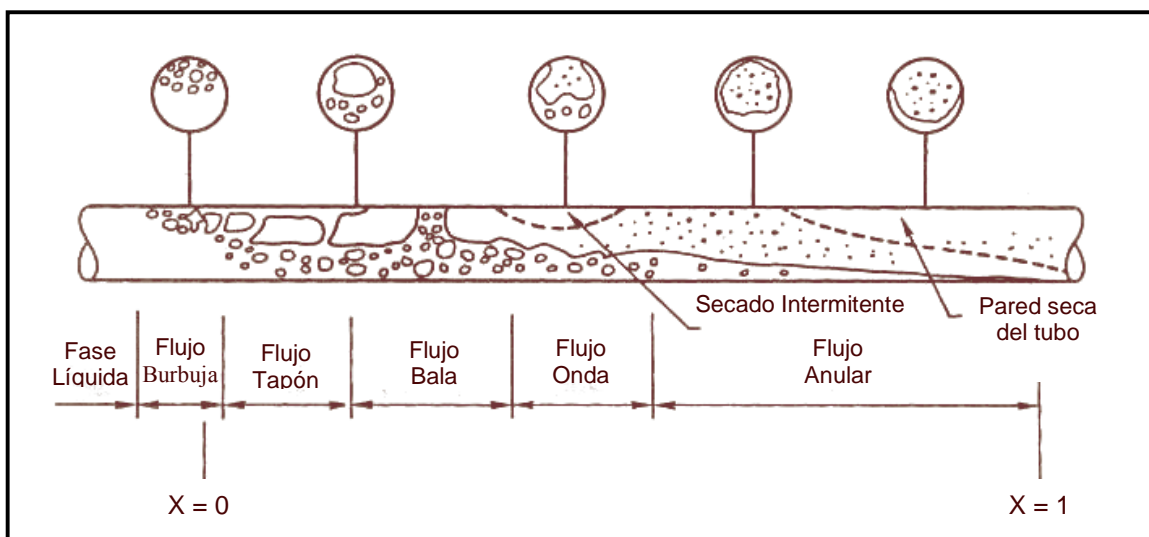


Figura 3.3 Patrones de flujo en evaporación (Collier, 1981)

### 3.3.2 Correlaciones empíricas para evaporación

Para evaluar el coeficiente de transferencia de calor para fluidos puros en evaporación se han desarrollado varias correlaciones, entre las que destacan (**Shah, 1982**) que es válida para ebullición nucleada, convectiva y estratificada. La correlación de (**Gungor y Winterton, 1986**) para flujo dentro de tuberías y en el anulo. La correlación de (**Kandlikar, 1987**), basada en mecanismos de ebullición nucleada y convectiva. Las correlaciones para determinar la caída de presión en flujo bifásico de evaporación son las mismas descritas para el caso de condensación.

### 3.4. Correlación para determinar coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción en una sola fase

En el modelo matemático tanto de condensadores como de evaporadores se empleó la correlación de (**Gnielinski, 1976**) para determinar el coeficiente individual de transferencia de calor en una sola fase, por la parte interna de los tubos. Esta expresión está dada para flujo laminar ec. (3.4.a) y turbulento ec (3.4.b).

$$\text{Re} < 2000 \quad \text{Nu} = 3.66 \quad \text{para } Q = \text{cte.} \quad (\text{Ec. 3.4.a})$$

$$\text{Re} \geq 2000 \quad \text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+1.27\sqrt{(f/8)}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad (\text{Ec. 3.4.b})$$

donde:

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

Ambas ecuaciones son válidas para tuberías lisas, para  $2300 < \text{Re} < 10^4$

Mientras que para evaluar el factor de fricción en una sola fase, el cual fue necesario para determinar la caída de presión total, tanto en condensadores como evaporadores, se utilizó la correlación reportada por (**Churchill, 1977**), la cual se expresa por la ec 3.4.c.

$$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (\text{Ec. 3.4.c})$$

donde A y B se calculan como:

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

La ecuación 3.4.c es aplicable a tuberías lisas, y esta restringida a los siguientes casos;  $0.6 < Pr < 2000$  y  $2000 < Re < 10^6$ .

### 3.5 Método de la efectividad y número de unidades transferidas ( $\epsilon$ -NTU)

La aproximación a través de la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) para el análisis de intercambiadores de calor es útil cuando las temperaturas de entrada y de salida son conocidas. La DTML es entonces fácilmente calculada y el flujo de calor, el área superficial, o el coeficiente global de transferencia de calor pueden ser determinados. Cuando las temperaturas de entrada o de salida son desconocidas para un intercambiador de calor específico, el análisis involucra un procedimiento iterativo hasta encontrar las correspondientes debido a la función logarítmica contenida en la DTML. En estos casos es más conveniente utilizar el método basado en la efectividad del intercambiador de calor transfiriendo una cantidad de calor determinada ( $\epsilon$ -NTU). El método de la efectividad también ofrece muchas ventajas para análisis de problemas en los cuales se quiera realizar una comparación entre varios tipos de intercambiadores de calor con el propósito de seleccionar el mejor tipo para una aplicación específica de transferencia de calor. En este trabajo se empleó el método de ( $\epsilon$ -NTU) considerando que se ajusta a la naturaleza de la problemática planteada y además de ser un método sencillo, es uno de los más empleados en la actualidad (**Kakac y Liu, 1998**).

Para definir la efectividad de un intercambiador de calor, se define primero la transferencia de calor máxima posible  $Q_{m\acute{a}x}$ .

$$Q_{m\acute{a}x} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \text{si} \quad C_c < C_h \quad (\text{Ec. 3.5.a})$$

$$Q_{m\acute{a}x} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \text{si} \quad C_h < C_c \quad (\text{Ec. 3.5.b})$$

Donde  $C$  es la capacitancia térmica y es el producto del flujo másico  $\dot{m}$  y el calor específico  $C_p$  del fluido, y los subíndices  $h$  y  $c$  se refieren a los fluidos caliente y frío, en tanto que la  $i$  y  $o$  designan las condiciones de entrada y salida. A partir de las ecuaciones anteriores  $Q_{m\acute{a}x}$  puede escribirse en forma general como:

$$Q_{m\acute{a}x} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Donde  $C_{min}$  es igual al menor de los valores de  $C_c$  o  $C_h$ , y la efectividad  $\epsilon$  del intercambiador se define como:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} = \frac{\text{Transferencia de calor real}}{\text{Transferencia de calor máxima posible}} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Por definición la efectividad que es adimensional debe estar en un rango  $0 < \epsilon \leq 1$  y si se conoce,  $\epsilon$ ,  $T_{h,i}$  y  $T_{c,i}$ , la transferencia real de calor se determina mediante la ecuación:



$$Q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Para cualquier intercambiador se puede mostrar que:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde  $C_{\min}/C_{\max}$  es igual a  $C_c/C_h$  o  $C_h/C_c$ , dependiendo de las magnitudes relativas de las capacitancias térmicas. El número de unidades de transferencia NTU es un parámetro adimensional que se emplea para el análisis de intercambiadores de calor y se define como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde la conductancia global  $UA$  es obtenida mediante el cálculo de los coeficientes individuales de transferencia, empleando las correlaciones apropiadas y el área total de transferencia. Ahora del balance de energía se tiene que:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

De la expresión anterior podemos conocer las temperaturas a la salida de ambos fluidos de trabajo  $T_{h,o}$  y  $T_{c,o}$  que son las variables de interés.

Se han desarrollado expresiones para determinar tanto la efectividad como el número de unidades de transferencia de calor, para una variedad de intercambiadores de calor (**Kays y London, 1984**). La ecuación 3.12.a es aplicable para intercambiadores a flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar; la ecuación 3.12.b, para intercambiadores de tubo y coraza, con un paso en la coraza y 2, 4,... pasos en los tubos; las ecuaciones 3.12.c y 3.12.d, para intercambiadores de doble tubo a contracorriente y la 3.12.e, para intercambiadores de placas con flujo en contracorriente. Donde  $C_r$  es la razón de capacitancias térmicas de ambos fluidos  $C_{\min}/C_{\max}$ .

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)(NTU)^{0.22} \left\{\exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1\right\}\right] \quad (\text{Ec. 3.12.a})$$

$$\varepsilon = 2 \left[ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{0.5} \times \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{0.5}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{0.5}]} \right]^{-1} \quad (\text{Ec. 3.12.b})$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad \text{si } C_r < 1 \quad (\text{Ec. 3.12.c})$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad \text{si } C_r = 1 \quad (\text{Ec. 3.12.d})$$

$$\varepsilon = \frac{\exp[(1 - C_r)NTU] - 1}{\exp[(1 - C_r)NTU] - C_r} \quad (\text{Ec. 3.12.e})$$

### 3.5.1 Otros métodos de solución

Para poder diseñar condensadores y evaporadores, mediante la determinación de los coeficientes individuales de transferencia de calor y caída de presión, se pueden seguir varios caminos, los que a menudo se aplican son los siguientes:

- A partir de valores publicados en la literatura. Este procedimiento consiste en elegir un valor de tablas donde se publican coeficientes globales de transferencia para diferentes fluidos de trabajo, en función de una temperatura promedio, sin embargo este método cada vez se emplea menos, ya que se ha demostrado que las desviaciones de los valores obtenidos pueden llegar a ser mayores al 50%, respecto de los valores experimentales.
- A partir de métodos como el de diferencia de temperatura media logarítmica (DTML). Este procedimiento es de los más empleados y consiste en obtener los coeficientes individuales promedio, tomando correlaciones empíricas publicadas en la literatura, partiendo de las temperaturas promedio entre la entrada y salida de las corrientes y de una calidad media ( $x = 0.5$ ), un inconveniente de este método es que se requiere conocer las temperaturas de entrada y salida de las dos corrientes que están intercambiando calor, cosa que no es necesaria en el método aplicado para este trabajo.
- A partir de análisis numéricos que integran ecuaciones diferenciales gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía) sobre volúmenes de control finitos (**García-Valladares, 2000**). Con este procedimiento se pueden determinar coeficientes de transferencia de calor locales, considerando las variaciones de temperatura y calidad a lo largo de todo el intercambiador, lo cual es una ventaja sobre los métodos anteriormente descritos, y las desviaciones de los valores que se obtienen son relativamente bajas y van del orden de 5% a 10%.

### 3.6 Metodología general de diseño

A continuación se describe la metodología general utilizada para simular el comportamiento térmico y la pérdida de carga y diseñar los condensadores y evaporadores seleccionados para el SRA-GAX del CIE-UNAM, partiendo de las especificaciones del sistema reportadas por **(Velázquez y Best, 2002)**. Esta metodología fue desarrollada parcialmente en el trabajo de maestría **(Gómez, 2002)** y completada y mejorada para una mejor resolución.

El procedimiento se desarrolló como resultado de la combinación de un método predictivo así como de diseño, resultando un método más completo que se puede utilizar tanto para diseñar, como para predecir condiciones térmicas de equipos en operación.

Una vez conocidos los requerimientos de capacidad de enfriamiento de las unidades (10.6 kW), el primer paso consistió en establecer una geometría tentativa y calcular parámetros geométricos de los equipos. Enseguida se evaluó el comportamiento termodinámico y de flujo, lo cual implicó determinar coeficientes individuales de transferencia de calor y caídas de presión, si no se cumplía con las necesidades requeridas (capacidad y caída de presión), se procedió a modificar la geometría y realizar una nueva evaluación. Este proceso se repitió las veces que fue necesario, hasta encontrar la geometría que cumplió con los requerimientos previamente establecidos.

Enseguida con la idea de optimizar el diseño se realizó un análisis exérgico a los equipos que cumplieron con los requerimientos especificados y mediante una comparación se eligió al equipo con las menores pérdidas por irreversibilidades y la mayor efectividad exérgica.

La metodología general de diseño se muestra en la figura 3.4, y es la que se siguió para el análisis de cada uno de los condensadores y evaporadores, para finalmente proponer la mejor opción, la cual estuvo fundamentada en una comparación bajo primera y segunda ley, entre cada uno de los tipos, arreglos y geometrías analizadas este trabajo.

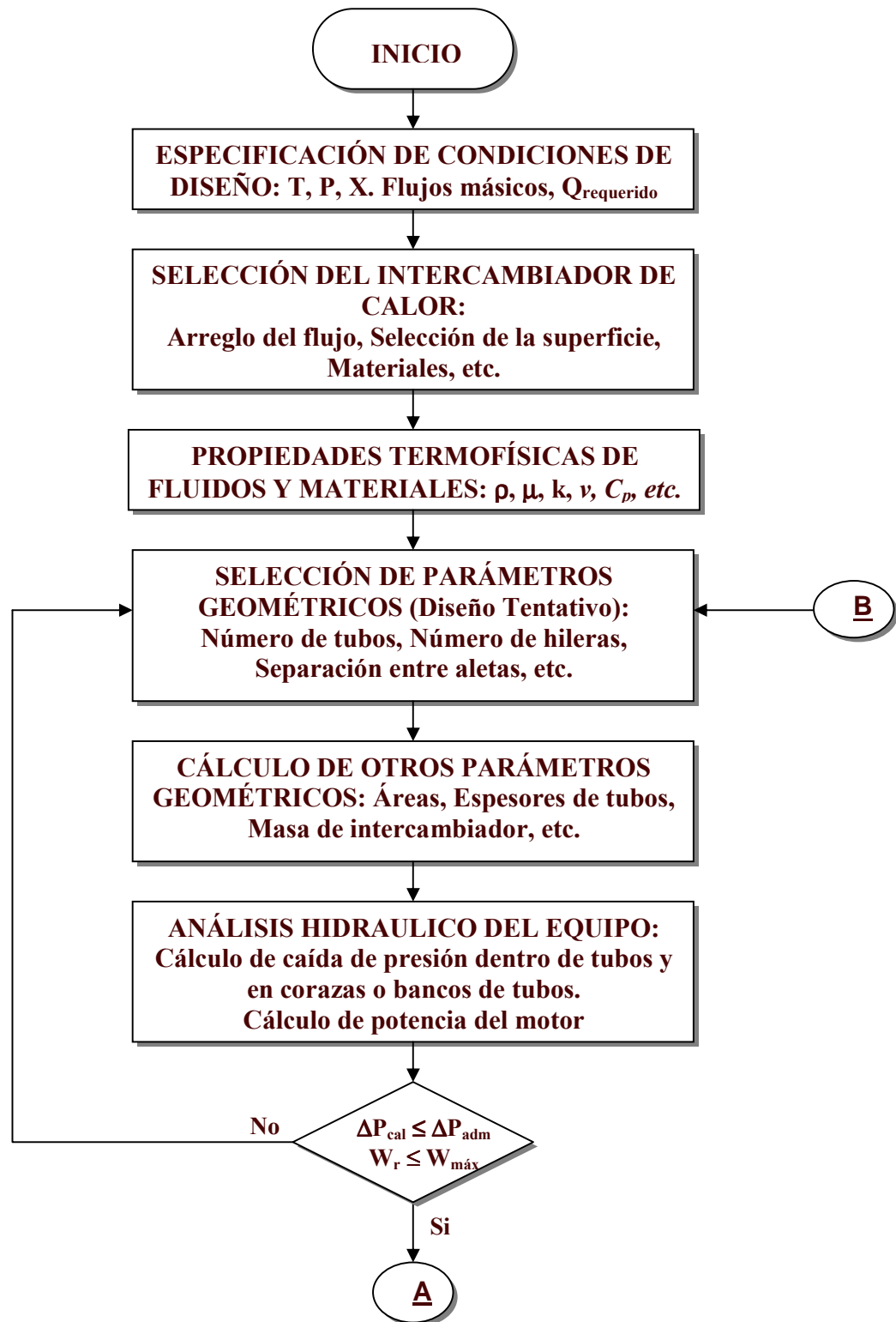


Figura 3.4. Diagrama de flujo del procedimiento de simulación y diseño

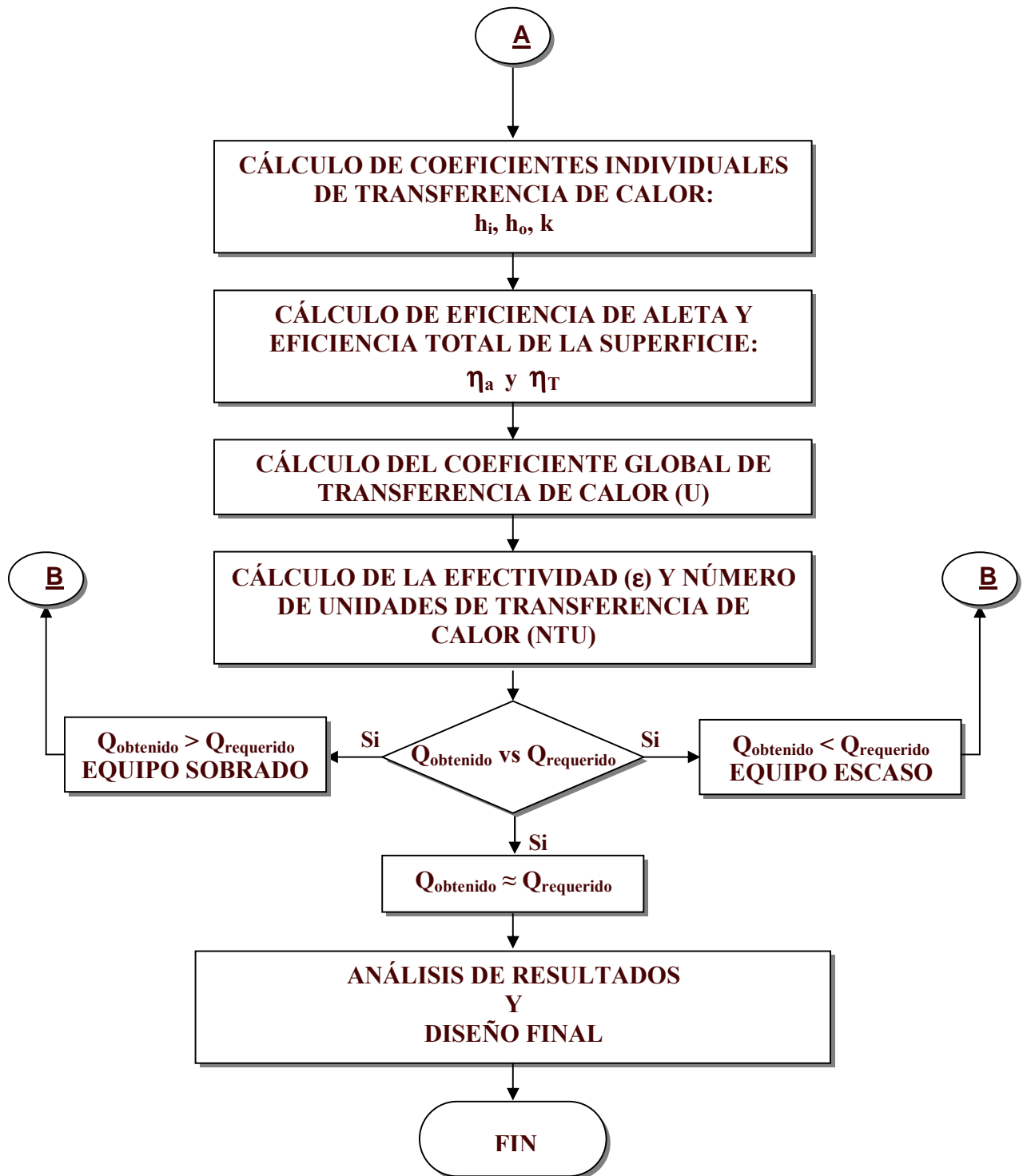


Figura 3.4. Diagrama de flujo del procedimiento de simulación y diseño

### 3.7 Metodología de diseño de los condensadores

#### 3.7.1 Diseño de condensadores

**1. Especificación de condiciones de diseño.**  $T$ ,  $P$ ,  $X$ , y flujo másico de las corrientes,  $\Delta P_{\text{admisibles}}$ ,  $Q_{\text{requerido}}$ .

#### 2. Selección del intercambiador.

La selección de los condensadores se hizo con base en los criterios establecidos en el capítulo 2 de este trabajo, y los seleccionados para estudio fueron:

- Condensador de tubos con aletas externas planas.
- Condensador de tubos con aletas externas anulares.
- Condensador de tubos con aletas externas onduladas.
- Condensador de tubos con aletas externas embutidas (persianas).

En todos los casos, el flujo de aire es cruzado, el arreglo de los tubos es triangular y el material de fabricación de los tubos y las aletas es aluminio (6063-T8).

**3. Cálculo de las propiedades termofísicas de las corrientes.** Calor específico ( $C_p$ ), conductividad térmica ( $k$ ), densidad ( $\rho$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ), etc. Estas se calcularon con las ecuaciones mostradas en el Apéndice A de este trabajo.

**4. Especificación de los parámetros geométricos, (diseño tentativo).** Número de circuitos ( $N_c$ ), número de hileras ( $N_h$ ), número de tubos por hilera ( $N_{t,h}$ ), espaciamiento longitudinal ( $P_l$ ), espaciamiento transversal ( $P_t$ ), diámetro externo de tubo ( $D_o$ ), espesor de tubo ( $e_t$ ), separación de aletas ( $S_a$ ), espesor de aletas ( $e_a$ ) y número de aletas por cm ( $N_a$ ), que son las variables mínimas necesarias para realizar la simulación (Kays y London,1984). En la figura 3.4.a se representan las variables geométricas para diseño.

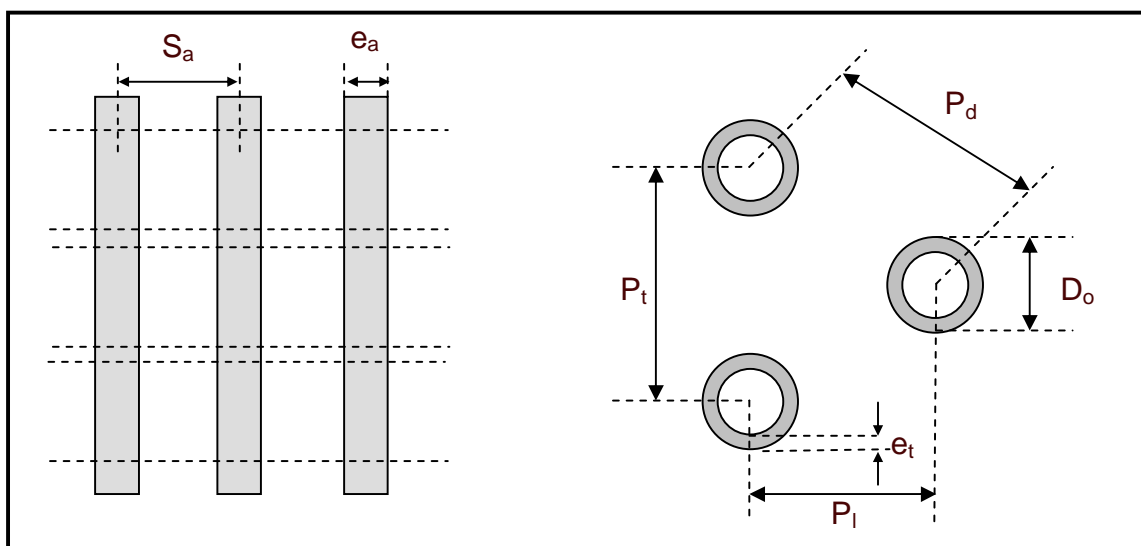


Figura 3.4.a Parámetros geométricos para el diseño de condensadores

**Cálculo de otros parámetros geométricos.**

Área mínima:

$$A_{\min} = L_t (S_{\min} - D_o) \left( 1 - \frac{e_a}{S_a} \right) \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Donde  $S_{\min}$ , es la mínima diagonal:

$$S_{\min} = P_d = \sqrt{P_l^2 + \frac{P_t^2}{4}} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

**Cálculo de áreas.**

Área de flujo mínimo:

$$A_{FM} = (P_t - D_o) \cdot (S_a - e_a) \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Área frontal:

$$A_F = (S_a \cdot P_t) \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Área de aletas por tubo:

$$A_a = \left[ 2 \cdot (P_t \cdot P_l) - \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \right] \cdot L_t \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Área de tubo liso, sin área cubierta por las aletas:

$$A_t = \pi \cdot D_o \cdot L_t [1 - (N_a \cdot e_a)] \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Área de transferencia de calor total por tubo:

$$A_T = A_a + A_t \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Área de transferencia de calor total:

$$A_{\text{total}} = N_t \cdot A_T \quad (\text{Ec. 3.20})$$

**Cálculo de relaciones de áreas (indicadores)**

$$R_1 = \frac{A_{FM}}{A_F} \quad R_2 = \frac{A_a}{A_T} \quad R_3 = \frac{A_T}{A_t} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

**5. Análisis del fluido dinámico en el equipo.** Se estimó la caída de presión en el condensador por la parte externa aletada y por la parte interna de los tubos.

### Caída de presión en el lado externo aletado

#### a) Aleta Plana Continua

Modelo para calcular la caída de presión a través del banco de tubos aletados (Gray y Webb, 1986).

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot f_{ta} \cdot \rho \cdot V^2 \left[ \frac{A_a + A_t}{A_{\min}} \right] \quad (\text{Ec. 3.22})$$

Para lo cual se aplican las contribuciones de (Hewitt, 1990) para calcular el factor de fricción del tubo y aleta  $f_{ta}$ .

$$f_{ta} = f_a \left[ \frac{A_a}{A_a + A_t} \right] + f_t \left[ 1 - \left( \frac{A_t}{A_a + A_t} \right) \right] \left[ \frac{1 - e_a}{S_a} \right] \quad (\text{Ec. 3.23})$$

$$f_a = 0.508 \text{Re}_{D_o}^{-0.521} \left[ \frac{P_t}{D_o} \right]^{1.318} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

$$f_t = Eu_{\text{promedio}} \cdot N_h \left[ \frac{S_{\min} + D_o}{\pi D_o} \right] \quad (\text{Ec. 3.25})$$

Esta correlación es válida para el rango de  $500 < \text{Re}_D < 24,700$ ,  $1.97 < P_t/D_o < 2.55$ ,  $1.7 < P_l < 2.58$ , y  $0.08 < S_a/D_o < 0.64$

#### b) Aleta Anular

Para estimar la caída de presión se utilizó la correlación de (Robinson y Briggs, 1966).

$$\Delta P = 2 \cdot f_{bt} \cdot N_t \cdot V_{\max}^2 \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Mientras que la contribución de (Webb, 1994) fue utilizada para calcular el factor de fricción en el banco de tubos  $f_{bt}$ .

$$f_{bt} = 9.47 \text{Re}_{D_o}^{-0.316} \left[ \frac{P_t}{D_o} \right]^{-0.927} \left[ \frac{P_t}{P_d} \right]^{0.515} \quad (\text{Ec. 3.27})$$



Esta correlación es válida para el rango de  $2000 < Re_D < 50,000$ ,  $0.01 < e_a/D_o < 0.03$ ,  $1.9 < P_t/D_o < 4.6$ ,  $3.8 < S_a/e_a < 6.0$ , y  $0.13 < S_a/((D_a - D_o)/2) < 0.19$

### **c) Aleta Ondulada**

Para estimar la caída de presión en el banco de tubos, se utilizó la ecuación (3.22) para tubos circulares con aletas lisas, multiplicada por un factor de 1.9 propuesto por (**Webb y Gupte, 1990**)

### **d) Aleta Embutida (persianas)**

Para calcular la caída de presión es este tipo de geometría se utilizó la siguiente correlación (**Nakayama y Xu, 1983**)

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot f_{louV} \cdot \rho \cdot V_{\max}^2 \left( \frac{4N_h P_l}{D_{hid}} \right) \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Donde el factor de fricción está dado por

$$f_{louV} = \psi \left( 1 + 0.0105 Re_{hid}^{0.575} \right) \quad (\text{Ec. 3.29})$$

$$\psi = 0.729 Re_{hid}^{-0.6} \left( \frac{e_a}{S_a} \right)^{-0.6} \left( \frac{P_t}{D_o} \right)^{-0.927} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{0.515} \quad (\text{Ec. 3.30})$$

Esta correlación es válida en el rango de  $250 < Re_D < 3000$ ,  $0.15 < e_a < 0.2$ , y  $1.8 < P_t < 2.5$

### **Potencia del ventilador:**

$$W_t = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}} \cdot \Delta P \quad (\text{Ec. 3.31})$$

$$W_{real} = \frac{W_t}{\eta_{ventilador}} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

donde:  $\eta_{ventilador}$ , es el rendimiento mecánico del ventilador

**Caída de presión en el lado interno de los tubos.**

La correlación empleada para estimar la caída de presión en el interior de los tubos para flujo en dos fases es (**Friedel, 1979**).

$$\phi_g^2 = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_g} = E + \frac{3.23 F \cdot H}{Fr^{0.045} \cdot We^{0.035}} \quad (\text{Ec. 3.33})$$

Donde:

$$E = (1 - x_g)^2 + x_g^2 \left( \frac{\rho_l \cdot f_{go}}{\rho_g \cdot f_{lo}} \right) \quad (\text{Ec. 3.34})$$

$$F = x_g^{0.78} (1 - x_g)^{0.224} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

$$H = \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \left( \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left( 1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \quad (\text{Ec. 3.36})$$

$$Fr = \frac{G^2}{g \cdot D \cdot \rho_H^2} \quad (\text{Ec. 3.37})$$

$$We = \frac{G^2 \cdot D}{\sigma \cdot \rho_H} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

$$\rho_H = \frac{\rho_l \cdot \rho_g}{[x_g \cdot \rho_l + (1 - x_g) \rho_g]} \quad (\text{Ec. 3.39})$$

Para este caso  $f_{lo}$  y  $f_{go}$  se calcularon mediante la correlación de (**Churchil, 1977**), para flujo en una fase.

$$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (\text{Ec. 3.40})$$

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left[ \frac{1.0}{\left[ \left( \frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \left( \frac{\epsilon}{D_i} \right) \right]} \right] \right\}^{16} \quad (\text{Ec. 3.41})$$

$$B = \left( \frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (\text{Ec. 3.42})$$

**6. Coeficientes individuales de transferencia de calor.** Se calculan los coeficientes individuales de transferencia de calor por la parte interna ( $h_i$ ) y externa ( $h_o$ ).

***Coeficientes de transferencia de calor en el lado externo aletado.***

Para la sección externa aletada del condensador, los coeficientes individuales se calcularon con las siguientes correlaciones.

**a) Aleta Plana Continua.**

El modelo para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor es (**Gray y Webb, 1986**).

$$h_o = \left[ \frac{k}{D_o} \right] j \cdot \text{Re}_{D_o} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (\text{Ec. 3.43})$$

Donde el factor de Colburn  $j$  se define como:

$$j_{N_h > 4} = 0.14 \text{Re}_{D_o}^{-0.328} \left[ \frac{P_t}{P_l} \right]^{-0.502} \left[ \frac{S_a - e_a}{D_o} \right]^{0.031} \quad (\text{Ec. 3.44})$$

$$j_{N_h < 4} = 0.991 j_{N_h > 4} \left[ 2.24 \text{Re}_{D_o}^{-0.092} \left( \frac{N_h}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607[4 - N_h]} \quad (\text{Ec. 3.45})$$

El rango de validez de estas expresiones es el mismo que para el cálculo de la caída de presión en este tipo de aleta.

**b) Aleta Anular**

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, se utilizó la ecuación (3.4) y la correlación para banco de tubos menor a seis hileras propuesta por (**Briggs y Young, 1963**).

$$j_{N_h > 6} = 0.134 \text{Re}_{D_o} \left[ \frac{2S_a}{D_a - D_o} \right]^{0.20} \left[ \frac{S_a}{e_a} \right]^{0.11} \quad (\text{Ec. 3.46})$$

Y para banco de tubos mayor a seis hileras, se utilizó la corrección propuesta por (**Gianolo y Cuti, 1981**).

$$j_{N_h < 6} = j_{N_h > 6} \left[ 1 + \frac{G}{(\rho \cdot N_h^2)} \right]^{-0.14} \quad (\text{Ec. 3.47})$$

El rango de validez para estas expresiones es  $1100 < Re_D < 18,000$ ,  $0.01 < e_a/D_o < 0.015$ ,  $1.5 < P_t/D_o < 8.2$ ,  $1 < S_a/e_a < 6.6$ , y  $0.13 < S_a/((D_a - D_o)/2) < 0.63$

### **c) Aleta Ondulada**

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, se utilizó la siguiente correlación en términos del número de Graetz (**Beecher y Fagan, 1987**).

$$Gz = \frac{4\rho \cdot S_a^2 \cdot Pr (1 - \beta)^2 V_m}{\mu \cdot S_l \cdot N_h \left[ \sec \theta (1 - \beta) + \left( \frac{2S_a \cdot \beta}{D_c} \right) \right]^2} \quad (\text{Ec. 3.48})$$

Y aplicando las correlaciones desarrolladas por (**Webb, 1990**), para  $Gz < 25$

$$Nu_{DTMA} = 0.5 Gz^{0.86} \left( \frac{P_t}{D_o} \right)^{0.11} \left( \frac{S_a}{D_o} \right)^{-0.09} \left( \frac{S_{w,d}}{P_l} \right)^{0.12} \left( \frac{2S_{w,p}}{P_l} \right)^{-0.34} \quad (\text{Ec. 3.49})$$

En tanto que para  $Gz > 25$ .

$$Nu_{DTMA} = 0.83 Gz^{0.76} \left( \frac{P_t}{D_o} \right)^{0.13} \left( \frac{S_a}{D_o} \right)^{-0.16} \left( \frac{S_{w,d}}{P_l} \right)^{0.25} \left( \frac{2S_{w,p}}{P_l} \right)^{-0.43} \quad (\text{Ec. 3.50})$$

El número de Nusselt se transforma a diferencia de temperatura media logarítmica como sigue:

$$Nu_{DTML} = \left( \frac{Gz}{4} \right) \ln \left[ \frac{\left( 1 + \frac{2 Nu_{DTML}}{Gz} \right)}{\left( 1 - \frac{2 Nu_{DTML}}{Gz} \right)} \right] \quad (\text{Ec. 3.51})$$

Y entonces el coeficiente individual de transferencia de calor se obtuvo como:

$$h_o = \left( \frac{Nu_{DTML} \cdot k}{D_{hid}} \right) \quad (\text{Ec. 3.52})$$

Esta correlación es válida en el rango de  $5 < Gz < 180$ ,  $0.076 < S_d/D_o < 0.25$ ,  $0.154 < S_t/D_c < 0.32$ ,  $1.96 < S_a < 4.10$ , y  $9.53 < D_o < 12.7$  para una mayor precisión se recomienda mantener  $e_a = 0.127$  y  $P_t/P_l = 1.15$

#### **d) Aleta Embutida ó Persiana**

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, se utilizó la ecuación (3.4) y la siguiente correlación (**Nakayama and Xu, 1983**).

$$j = 0.479 Re_{hid}^{-0.644} \cdot \xi \quad (\text{Ec. 3.53})$$

Donde  $\xi$  es el múltiplo

$$\xi = 1 + 1.093 \left( \frac{e_a}{S_a} \right)^{124} \varphi^{0.944} Re_{hid}^{-0.58} + 1.097 \left( \frac{e_a}{S_a} \right)^{209} \varphi^{226} Re_{hid}^{0.88} \quad (\text{Ec. 3.54})$$

Y  $\varphi$  es un parámetro que representa la razón entre la zona embutida y el área total.

$$\varphi = \frac{[(2 N_{louuv} - 1) L_{louuv} \cdot S_{louuv}]}{\left[ (P_t \cdot P_l) - \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \right]} \quad (\text{Ec. 3.55})$$

El rango de validez de estas expresiones es el mismo que para el cálculo de la caída de presión en este tipo de aleta.

#### ***Coefficientes de transferencia de calor en el lado interno de los tubos.***

La correlación para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor en el interior de los tubos fue (**Shah, 1979**).

$$h_{df} = 0.023 \frac{k_l}{D_i} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left( \frac{P}{P_{crit}} \right)^{0.38}} \right] \quad (\text{Ec. 3.56.a})$$

Esta correlación es aplicable en un rango de velocidad de flujo másico de  $11 < G < 211 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ .

Al integrar esta ecuación sobre la longitud del tubo para obtener un coeficiente de transferencia de calor medio, en la región de condensación se obtiene.

$$h_{df_m} = \frac{1}{L_t} \int_0^L h_{df} \cdot dL \quad (\text{Ec. 3.56.b})$$

Si se supone que la variación de la calidad es lineal en el rango ( $x = 1$  a  $x = 0$ ) el resultado es:

$$h_{df_m} = 0.550 \cdot h_{lo} + \frac{2.09}{P_r^{0.38}} \quad (\text{Ec. 3.56.c})$$

Los resultados de esta ecuación difieren 5% del valor obtenido, cuando se utiliza una calidad media ( $x = 0.5$ ) en la ecuación (3.56.a)

### 7. Eficiencia de aleta y eficiencia de la superficie total.

La eficiencia de aleta ( $\eta_a$ ) fue calculada por la ecuación para aleta anular (McQuiston y Tree, 1972).

$$\eta_a = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{e_a \cdot k_a}} \cdot \psi\right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{e_a \cdot k_a}} \cdot \psi} \quad (\text{Ec. 3.57})$$

Siendo  $K_a$  la conductividad térmica del material de la aleta y  $h_o$  el coeficiente de transferencia de calor externo, y el parámetro  $\psi$  se define como:

$$\psi = \frac{D_o}{2} \left( \frac{D_a}{D_o} - 1 \right) \left( 1 + 0.35 \cdot \ln\left(\frac{D_a}{D_o}\right) \right)$$

Y para aleta lisa, ondulada y embutida,

$$\eta_a = \frac{\tanh(m \cdot L_a)}{m \cdot L_a} \quad (\text{Ec. 3.58})$$

Siendo  $L_a$  la longitud de la aleta y donde:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{e_a \cdot k_a}}$$

Y para todos los casos la eficiencia de la superficie total fue:

$$\eta_T = 1 - \frac{A_a}{A_T} (1 - \eta_a) \quad (\text{Ec. 3.59})$$

### 8. Coeficiente global de transferencia de calor.

En la ecuación para determinar el coeficiente global, se tomó como superficie de referencia a  $A_T$

$$\frac{1}{U} = \frac{A_T}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_t} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) A_T}{2 \cdot \pi \cdot L_t \cdot k_{mat}} + \frac{1}{h_a n_t} = \sum R \quad (\text{Ec. 3.60})$$

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad (\text{Ec. 3.61})$$

### 9. Cálculo de la efectividad ( $\varepsilon$ ) y el número de unidades de transferencia de calor (NTU).

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (\text{Ec. 3.62})$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) (NTU)^{0.22} \left\{\exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1\right\}\right] \quad (\text{Ec. 3.63})$$

### 10. Obtención del calor que puede ser retirado en el equipo ( $Q_{\text{obtenido}}$ ), con la geometría especificada.

$$Q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (\text{Ec. 3.64})$$

**11. Comparación del  $Q_{\text{obtenido}}$  con el calor  $Q_{\text{requerido}}$  y aplicación de criterios de la figura 3.1.**

Caso 1:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] > Q_{\text{requerido}}$  El equipo está sobrediseñado.

Caso 2:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] < Q_{\text{requerido}}$  El equipo está escaso.

Caso 3:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] \cong Q_{\text{requerido}}$  El equipo cumple con los requerimientos.



### 3.8 Metodología de diseño de evaporadores

#### 3.8.1 Diseño de evaporadores

**1. Especificación de condiciones de diseño:** T, P, X, y flujo másico de las corrientes,  $\Delta P_{\text{admisible}}$ , y  $Q_{\text{requerido}}$ .

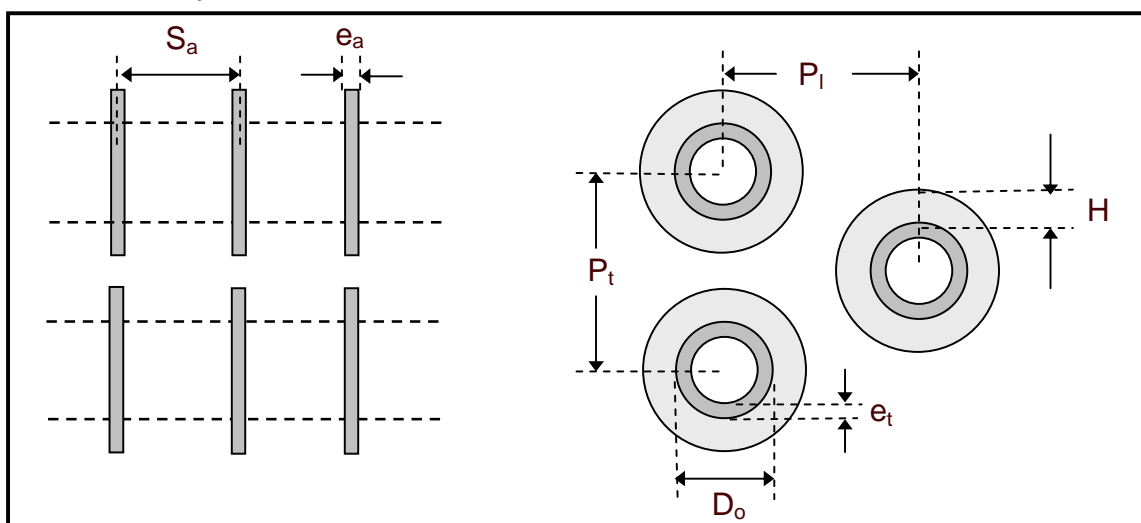
**2. Selección del intercambiador:**

La selección de los evaporadores se realizó en base a los criterios mostrados en el capítulo 2 de este trabajo. Los evaporadores seleccionados para simular fueron:

- Evaporador de tubos y coraza, con tubos de bajo aletado externamente, el arreglo de los tubos es triangular y el material de fabricación de los tubos y las aletas es aluminio (6061-T8), en tanto que la coraza es fabricada en acero al carbón.
- Evaporador de doble tubo (tipo multitubo), con tubos aletados longitudinalmente por la parte externa, con arreglo triangular y fabricados en aluminio (6061-T8), mientras que el ánulo es de acero al carbón.

**3. Cálculo de las propiedades termofísicas de las corrientes:** Calor específico (Cp), conductividad térmica (k), densidad ( $\rho$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ), etc.

**4. Especificación de los parámetros geométricos, (diseño tentativo):** Espaciamiento longitudinal ( $P_l$ ), espaciamiento transversal ( $P_t$ ), diámetro externo de tubo ( $D_o$ ), espesor de tubo ( $e_t$ ), separación de aletas ( $S_a$ ), espesor de aletas ( $e_a$ ), número de aletas por centímetro ( $N_a$ ), altura de la aleta (H), número de hileras que atraviesa el fluido ( $N_j$ ), tolerancia entre tubo y mampara ( $L_{tb}$ ) y claro entre el haz de tubos y la coraza. ( $L_{bb}$ ). Los dos últimos parámetros se especifican siguiendo la norma TEMA. En la figura 3.4.b se muestran los parámetros geométricos para el diseño de evaporadores.



**Figura 3.4.b Parámetros geométricos para diseño de evaporadores**

**Cálculo de otros parámetros geométricos.**

Diámetro del tubo con aleta.

$$D_a = (D_o + 2 \cdot H) \quad (\text{Ec. 3.65})$$

Espacio entre aletas

$$S_a = \frac{[1 - (e_a \cdot N_a)]}{(N_a - 1)} \quad (\text{Ec. 3.66})$$

Diámetro del Haz de tubos.

$$D_{OTL} = (P_t \cdot N_j) + D_a \quad (\text{Ec. 3.67})$$

Diámetro del envolvente del banco de tubos.

$$D_{ENV} = D_s = D_{OTL} + L_{bb} \quad (\text{Ec. 3.68})$$

**Cálculo de áreas.**

Área de flujo mínimo:

$$A_{FM} = (P_t - D_o) \cdot (S_a - e_a) \quad (\text{Ec. 3.69})$$

Área frontal que atraviesa el agua:

$$A_F = (S_a \cdot P_t) \quad (\text{Ec. 3.70})$$

Área de aletas por tubo:

$$A_a = \left[ 2 \cdot (P_t \cdot P_t) - \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \right] \cdot L_t \quad (\text{Ec. 3.71})$$

Área de tubo liso, sin área cubierta por las aletas:

$$A_t = \pi \cdot D_o \cdot L_t [1 - (N_a \cdot e_a)] \quad (\text{Ec. 3.72})$$

Área de transferencia de calor total por tubo:

$$A_T = A_a + A_t \quad (\text{Ec. 3.73})$$

Área de transferencia de calor total:

$$A_{total} = N_t \cdot A_T \quad (\text{Ec. 3.74})$$

**Cálculo de relaciones de áreas (indicadores)**

$$R_1 = \frac{A_{FM}}{A_F} \quad R_2 = \frac{A_a}{A_T} \quad R_3 = \frac{A_T}{A_t} \quad (\text{Ec. 3.75})$$

**5. Análisis hidráulico del equipo:** Se estima la caída de presión en el evaporador por la parte externa aletada (coraza) y por la parte interna de los tubos.

***Caída de presión en el lado externo.***

**a) Coraza**

La correlación empleada para estimar la caída de presión en la coraza es (**Fraas, A, P. 1989**).

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s (N_b + 1) \cdot D_s}{2\rho \cdot D_o \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}} \quad (\text{Ec. 3.76})$$

Donde:  $N_b$  es el número de baffles,  $G_s$  es la velocidad de flujo másico en la coraza,  $D_s$  es el diámetro externo de la coraza y  $f$  es el factor de fricción que se calcula como:

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln \text{Re}_s) \quad (\text{Ec. 3.77})$$

donde el rango de validez es:

$$400 < \text{Re}_s = \frac{G_s D_o}{\mu} \leq 1 \times 10^6$$

**b) Ánulo**

La correlación empleada para estimar la caída de presión en el ánulo fue:

$$\Delta P_a = 4f \left( \frac{2L}{D_{hid}} \right) \rho \left( \frac{Ve_m^2}{2} \right) N_{horquillas} \quad (\text{Ec. 3.78})$$

Donde  $Ve_m$  es la velocidad media del fluido que circula por el ánulo y  $f$  es el factor de fricción que se calculó como:

$$f = \left( \frac{16}{\text{Re}_{hid}} \right) \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.58} \quad (\text{Ec. 3.79})$$

### ***Caída de presión en el lado interno de los tubos.***

La correlación empleada para estimar la caída de presión en el interior de los tubos de los evaporadores, fue la misma que para condensadores ecuaciones 3.33 a 3.42.

**6. Coeficientes individuales de transferencia de calor:** Se calcularon los coeficientes individuales de transferencia de calor por la parte interna ( $h_i$ ) y externa ( $h_o$ ).

### ***Coeficientes de transferencia de calor en el lado externo aletado.***

Para la sección externa aletada del evaporador, los coeficientes individuales se calcularon con las siguientes correlaciones.

#### **a) Coraza**

La correlación empleada para calcular el coeficiente de transferencia para el lado de la coraza es (**Taborek, 1991**).

$$Nu = 0.2 Re_s^{0.6} \cdot Pr_s^{0.4} \quad (\text{Ec. 3.80})$$

donde:

$$Re_s = \frac{\dot{m}_s \cdot D_o}{A_s \cdot \mu}$$

$$A_s = [(D_s - N_{TC}) D_o] B$$

$$N_{TC} = \frac{D_s}{P_t}$$

En estas ecuaciones  $B$  es el espaciamiento de los bafles y el subíndice  $s$ , se refiere a la coraza.

#### **b) Ánulo**

La correlación para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor en el exterior (ánulo) de los intercambiadores de calor de doble tubo fue (**Gnielinski, 1976**).

$$\text{Para } Re \geq 2000 \quad Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{Ec. 3.81})$$

donde:

$$f = [1.82 \log_{10}(\text{Re} - 1.64)]^{-2} \quad (\text{Ec. 3.82})$$

$$\text{Para } \text{Re} < 2000 \quad \text{Nu} = 3.66$$

La correlación tiene un rango de validez de  $2000 < \text{Re} < 5 \times 10^6$ , y  $0.6 < \text{Pr} < 2000$

### ***Coefficientes de transferencia de calor en el lado interno de los tubos.***

La correlación para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor en el interior de los tubos fue la propuesta por (**Shah, 1982**), la cual contempla tres zonas; ebullición nucleada ( $\Psi_{nb}$ ), ebullición convectiva ( $\Psi_{cb}$ ), y ebullición estratificada ( $\Psi_{bs}$ ). Tomando como el valor del coeficiente de transferencia de calor, el valor máximo de entre todas, multiplicado por la ecuación de Dittus-Boelter ( $h_i$ ).

$$h_{df} = \Psi_{\max} \cdot h_i \quad (\text{Ec. 3.83})$$

$$h_i = 0.023 \text{Re}_{i0}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \quad (\text{Ec. 3.84})$$

$$\Psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad (\text{Ec. 3.85})$$

Donde:

$$N = 0.38 \text{Fr}_i^{-0.3} \cdot \text{Co} \quad (\text{Ec. 3.86})$$

$$\text{Fr}_i = \frac{G^2}{g \cdot D_i \cdot \rho_i^2} \quad (\text{Ec. 3.87})$$

$$\text{Co} = \left( \frac{1 - x_g}{x_g} \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (\text{Ec. 3.88})$$

Para  $N > 1.0$

$$\Psi_{nb} = 230 \text{Bo}^{0.5} \quad \text{Bo} \geq 0.3 \times 10^{-4} \quad (\text{Ec. 3.89})$$

$$\Psi_{nb} = 1 + 46 \text{Bo}^{0.5} \quad \text{Bo} < 0.3 \times 10^{-4} \quad (\text{Ec. 3.90})$$

Para  $0.1 < N < 1.0$

$$\Psi_{nb} = F \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{2.74N^{-0.1}} \quad (\text{Ec. 3.91})$$

Para  $N \leq 0.1$

$$\Psi_{nb} = F \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{2.74N^{-0.15}} \quad (\text{Ec. 3.91})$$

La constante  $F$  depende del número de ebullición  $Bo$ .

$$F = 14.7 \quad Bo \geq 11 \times 10^{-4} \quad (\text{Ec. 3.92})$$

$$F = 15.43 \quad Bo < 11 \times 10^{-4} \quad (\text{Ec. 3.93})$$

$$Bo = \frac{q}{G \cdot h_{fg}} \quad (\text{Ec. 3.94})$$

Esta correlación fue empleada para calcular el coeficiente medio ( $x=0.5$ ) dentro de los tubos, en los dos tipos de evaporadores, que en este trabajo se estudiaron.

### 7. Eficiencia de aleta y eficiencia de la superficie total.

La eficiencia de aleta para aleta anular externa ( $\eta_a$ ), fue calculada por la ecuación 3.57 y 3.59, mientras que para la aleta longitudinal externa se empleó la ecuación 3.58 y 3.59.

### 8. Coeficiente global de transferencia de calor.

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, se empleó la ecuación 3.60 y 3.61, donde se tomó como superficie de referencia a  $A_T$ .

### 9. Cálculo de la efectividad ( $\epsilon$ ) y el número de unidades de transferencia de calor (NTU).

Para el cálculo de estos parámetros se emplearon las ecuaciones 3.7 y 3.10, para el caso de evaporadores de tubo y coraza, mientras que para evaporadores de doble tubo se emplearon las ecuaciones 3.7 y 3.11 ó 3.12.

**10. Obtención del calor que puede ser retirado en el equipo ( $Q_{\text{calculado}}$ ), con la geometría especificada.** Para estimar el calor se utilizó nuevamente la ecuación 3.64.

**11. Comparación del  $Q_{\text{obtenido}}$  con el calor  $Q_{\text{requerido}}$  y aplicación de criterios de la figura 3.1.** Nuevamente aplicamos los criterios:

Caso 1:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] > Q_{\text{requerido}}$  El equipo está sobrediseñado.

Caso 2:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] < Q_{\text{requerido}}$  El equipo está escaso.

Caso 3:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] \cong Q_{\text{requerido}}$  El equipo cumple con los requerimientos.

### 3.9 Modelo matemático de un evaporador de placas (caso especial)

En esta sección del trabajo se plantea el modelo matemático para el cálculo termodinámico y de fluido dinámico de un evaporador de placas como un caso especial, debido a que la simulación de este equipo se desarrollará como un trabajo futuro. Sin embargo se pudieron obtener valores experimentales del coeficiente global de transferencia de calor así como de caída de presión, que servirán para comparación, una vez que de desarrolle la simulación de estos equipos.

El evaporador estudiado fue adquirido a la empresa Sondex y tiene una capacidad de 15 kW, con 10 placas tipo Chevron a 60° en acero inoxidable 316 y un área efectiva de 0.5 m<sup>2</sup>, por donde los fluidos circulan en un paso a contracorriente.

#### 3.9.1 Modelo matemático del evaporador

Un intercambiador de placas, consiste en varias placas metálicas que sirven como superficies de transferencia de calor y que están montadas sobre un bastidor formado por un riel y dos placas gruesas que sirven de extremos al paquete.

Las placas por lo general son construidas de acero inoxidable y se diseñan corrugadas para provocar la turbulencia en los fluidos y romper la película estacionaria de los fluidos que circulan por el equipo. Entre las placas se colocan juntas metálicas o elastoméricas que separan las placas entre sí, dejando libre el espacio por el que circulan los fluidos. Estos intercambiadores pueden utilizarse como condensadores y evaporadores en aplicaciones líquido-líquido.

El modelo se desarrolló basándose en la nomenclatura del diagrama que se muestra en la figura 3.5.

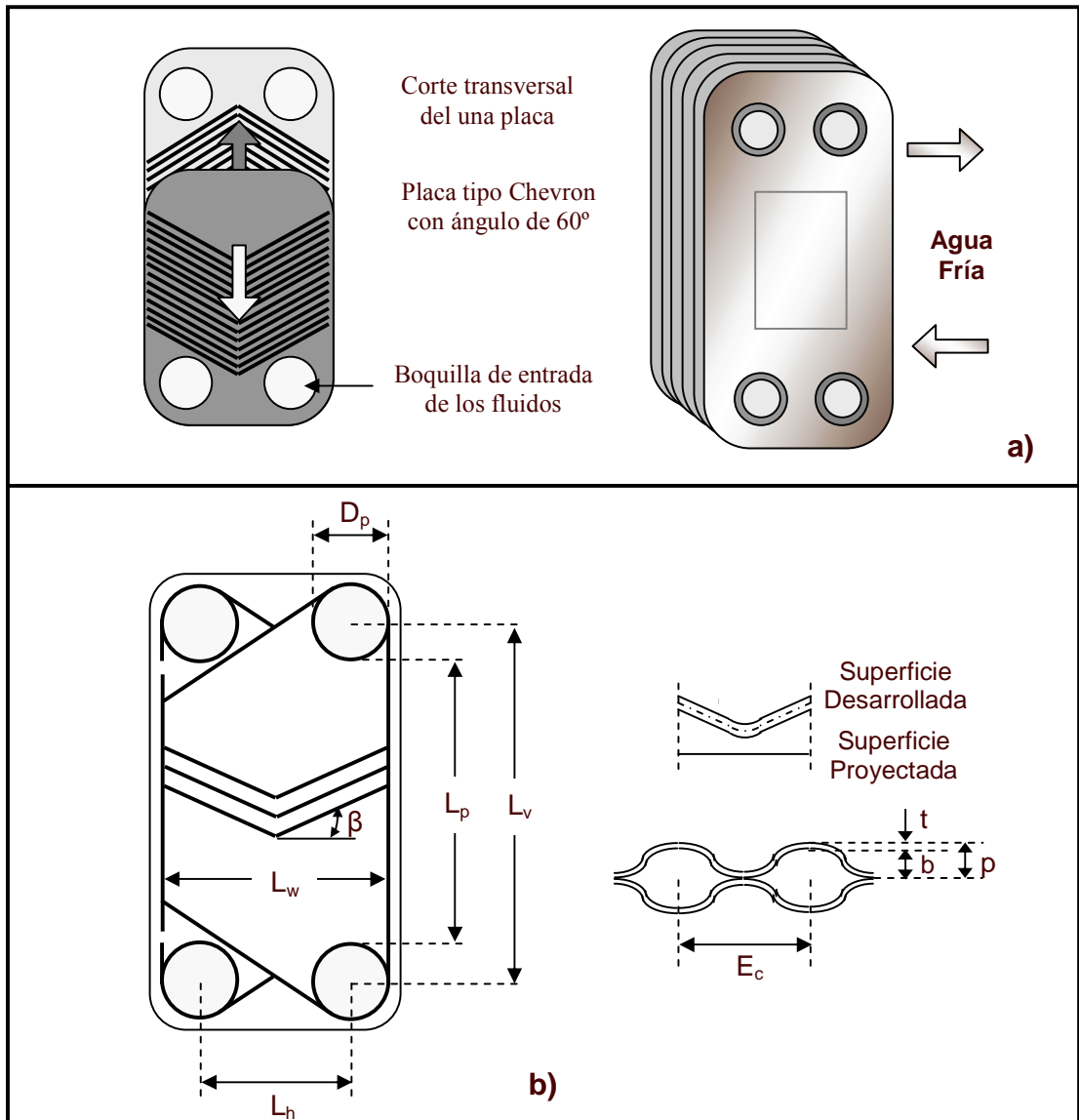


Figura 3.5 Diagrama de un evaporador de placas tipo Chevron

**Cálculo del área efectiva**

El modelo contempla primeramente el cálculo del área de transferencia, ya que las corrugaciones en la placa incrementan el área de la placa al compararse con el área de la placa lisa. Este incremento de área se expresa como un factor  $\phi$  el cual se define como la razón del área efectiva o desarrollada  $A_d$  entre el área proyectada de la placa  $A_p$ .



$$\phi = \frac{\textit{Longitud desarrollada}}{\textit{Longitud proyectada}} = \frac{A_d}{A_p} \quad (\text{Ec. 3.95})$$

Donde el área  $A_p$  se calcula como:

$$A_p = L_p \cdot L_w$$

Mientras que  $L_p$  y  $L_w$  son estimadas como:

$$L_p = L_v \cdot D_p$$

$$L_w = L_h \cdot D_p$$

### **Apertura media del canal de flujo**

Esta apertura esta formada por dos placas adyacentes. El espacio medio del canal  $b$  de la sección transversal de una de las superficies corrugadas, se define como:

$$b = p - t$$

En donde  $t$  es el espesor de la placa y  $p$  esta determinado como:

$$p = \frac{L_c}{N_t}$$

Donde  $N_t$  es el número total de placas y  $L_c$  es el espacio medio entre dos placas

### **Diámetro equivalente del canal**

El diámetro equivalente del canal  $D_e$  se define como:

$$D_e = \frac{4 \cdot \textit{Área de flujo canal}}{\textit{Perímetro mojado}}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot A_c}{P_m} = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + L_w \phi)} = \frac{2 \cdot b}{\phi}$$

Asumiendo que  $b \ll L_w$

### Coefficiente de transferencia de calor

La determinación del coeficiente de transferencia de calor en evaporadores de placas se realiza mediante la correlación empleada para tubos, pero extendida para pasajes no circulares desarrollada por (**Raju, 1983**).

$$\frac{hD_e}{k} = C_h \left[ \frac{D_e G_c}{\mu} \right]^n \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^{1/3} \left[ \frac{\mu_b}{\mu_w} \right]^{0.17} \quad (\text{Ec. 3.96})$$

Donde el número de Reynolds se define como:

$$\text{Re} = \frac{G_c D_e}{\mu}$$

Y la velocidad de flujo másico es:

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp} \cdot b \cdot L_w}$$

Mientras que el número de canales por paso  $N_{cp}$  se determina como:

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p}$$

Siendo  $N_t$  el número total de platos y  $N_p$  el número de pasos-

### Caída de presión

La caída de presión total  $\Delta P_t$  es la suma de la caída de presión debida a la fricción en el canal  $\Delta P_c$  y la caída de presión en la boquilla de entrada al canal  $\Delta P_p$  desarrollada por (Saunders, 1998).

$$\Delta P_t = \Delta P_p + \Delta P_c \quad (\text{Ec. 3.97})$$

Donde

$$\Delta P_p = 1.4 \cdot N_p \frac{G_p}{2\rho}$$

Y  $G_p$  es la velocidad del fluido a la entrada del canal y esta definida como:

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}}$$

En esta ecuación  $\dot{m}$ , es el flujo másico total a la entrada de la boquilla y  $D_p$  es el diámetro de la boquilla. En tanto que la caída de presión en el canal es:

$$\Delta P_c = \frac{hD_e}{k} = 4f \left[ \frac{L_{eff} N_p}{D_e} \right] \left[ \frac{G_c^2}{2\rho} \right] \left[ \frac{\mu_b}{\mu_w} \right]^{-0.17} \quad (\text{Ec. 3.98})$$

Donde  $L_{eff}$  es la longitud efectiva del fluido entre la entrada y salida de la boquilla y en este caso  $L_{eff} = L_v$ . Mientras que el factor de fricción se define como:

$$f = \frac{K_p}{\text{Re}^m} \quad (\text{Ec. 3.94})$$

Donde las constantes  $K_p$  y  $m$  toman valores en función del número de Reynolds para valores de diferentes ángulos de la placa tipo Chevron reportadas por, (Kumar, 1984).

### 3.10 Descripción del Simulador SICSER V.2.0

Para poder simular y conocer el comportamiento térmico y de flujo de los intercambiadores de calor con cambio de fase y superficies extendidas, se desarrolló un programa denominado *SICSER V.2.0 (Simulador de Intercambiadores de Calor con Superficies Extendidas para Refrigeración por Absorción)*. El simulador está estructurado de acuerdo a la metodología general de diseño establecida en la sección 3.6, de tal manera que los cálculos y el procesamiento de la información se realizan de manera secuencial siguiendo el diagrama de flujo de la figura 3.4, hasta obtener los resultados finales.

El simulador se desarrolló utilizando los programas de cómputo EXCEL y VISUAL BASIC V.6.0, por la versatilidad y facilidad que se tiene al trabajar con estos programas, además de la compatibilidad que estos programas brindan al acoplarse. El programa SICSER V.2.0 cuenta con una parte visual muy importante, que facilita al usuario la entrada de los datos necesarios para el diseño, indicando de forma esquemática la variable que está ingresando.

Este programa consta de tres secciones principales que son: interfase de entrada de datos, secuencia de cálculo y procesamiento de datos e interfase de salida de resultados, dentro de las cuales se encuentran los módulos necesarios para desarrollar la metodología de diseño planteada. A continuación se detallarán las secciones del simulador.

- **Interfase de entrada de datos.** En la figura 3.6, se muestra una pantalla de entrada de datos al simulador de acuerdo a los pasos 1, 2 y 4 de la metodología general de diseño presentada en la figura 3.4. Aquí se proporcionan todas las variables de diseño que son:
  - a) *Variables de operación:* Temperatura, presión y flujo másico de las corrientes frías y caliente a la entrada. Además de la composición, si el refrigerante empleado es mezcla (amoníaco/agua) y de la humedad relativa si el fluido de enfriamiento es aire.
  - b) *Variables geométricas:* Arreglo de los tubos, separación transversal y longitudinal entre los tubos, número de hileras, número de tubos por hilera, número de circuitos, número de pasos por los tubos, diámetro exterior y espesor de los tubos, número de aletas y separación y espesor

SICSERA V.2.0

Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana ? Acrobat

**DATOS DE ENTRADA:**  
Intercambiador: Evaporador  
Tipo: tubo y casaca

**CONDICIONES DE DISEÑO:**

Refrigerante		Agua	
$T_{r,e}$	= 4 °C	$T_{a,e}$	= 16 °C
$T_{r,s}$	= ? °C	$T_{a,s}$	= ? °C
$M_r$	= 0.5558 kg/min	$M_{ai}$	= 1.45 kg/s
$P_{r,e}$	= 20 bar	$w_{ai}$	= 0.0186 kg. ag/kg. ai

**GEOMETRÍA**

Dist. entre centros (transv.)	= 12.7	Número de aletas =	1200
Diámetro externo del tubo =	9.35	Número de hileras =	3
Dist. entre centros (long.) =	99.892	Número de tubos por hilera =	6
Espesor del tubo =	1.525	Separación entre aletas =	1
Diámetro de la aleta =	10.35	Espesor de aleta =	0.375
Acotación: mm		Número de circuitos =	NA

Figura 3.6. Pantalla de entrada de datos al programa

- **Secuencia de cálculo y procesamiento de información.** Aquí se realiza el análisis y la evaluación de los equipos de forma estructurada, siguiendo la secuencia de cálculo conforme a los pasos del 4 al 11, con referencia en la figura 3.4.

En esta sección se encuentran los módulos que contienen los modelos matemáticos para determinar los coeficientes individuales de transferencia de calor, caídas de presión por la parte interna y externa y la capacidad térmica de los equipos, así como los modelos para aplicar el análisis exergético a los condensadores y evaporadores. También se tienen los módulos con las rutinas para cálculo de propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo amoníaco, amoníaco/agua (Conde, 2000), aire y agua (Gómez, 2002), y para determinar área, volumen y masa de los intercambiadores.

- Interfase de salida de resultados.** Aquí se despliegan los resultados de interés para poder evaluar y comparar los condensadores, como son: coeficientes individuales de transferencia de calor, caídas de presión, áreas de transferencia de calor, relación de áreas (indicadores), así como los parámetros necesarios para dimensionar el ventilador, en caso de tratarse de condensadores enfriados con aire. En la figuras 3.7.a, 3.7.b, y 3.7.c, se presentan algunas pantallas que muestran la forma en que el simulador despliega los resultados.

Es importante mencionar que el simulador tiene algunas restricciones, debidas a las restricciones mismas de las correlaciones semiempíricas que se emplearon en la formulación de los modelos para el diseño térmico y dinámica del fluido, como son los rangos de velocidades de flujo másico, así como rangos de los números Reynlds y Prandtl las cuales irán minimizando conforme se vaya depurando el simulador en versiones posteriores.

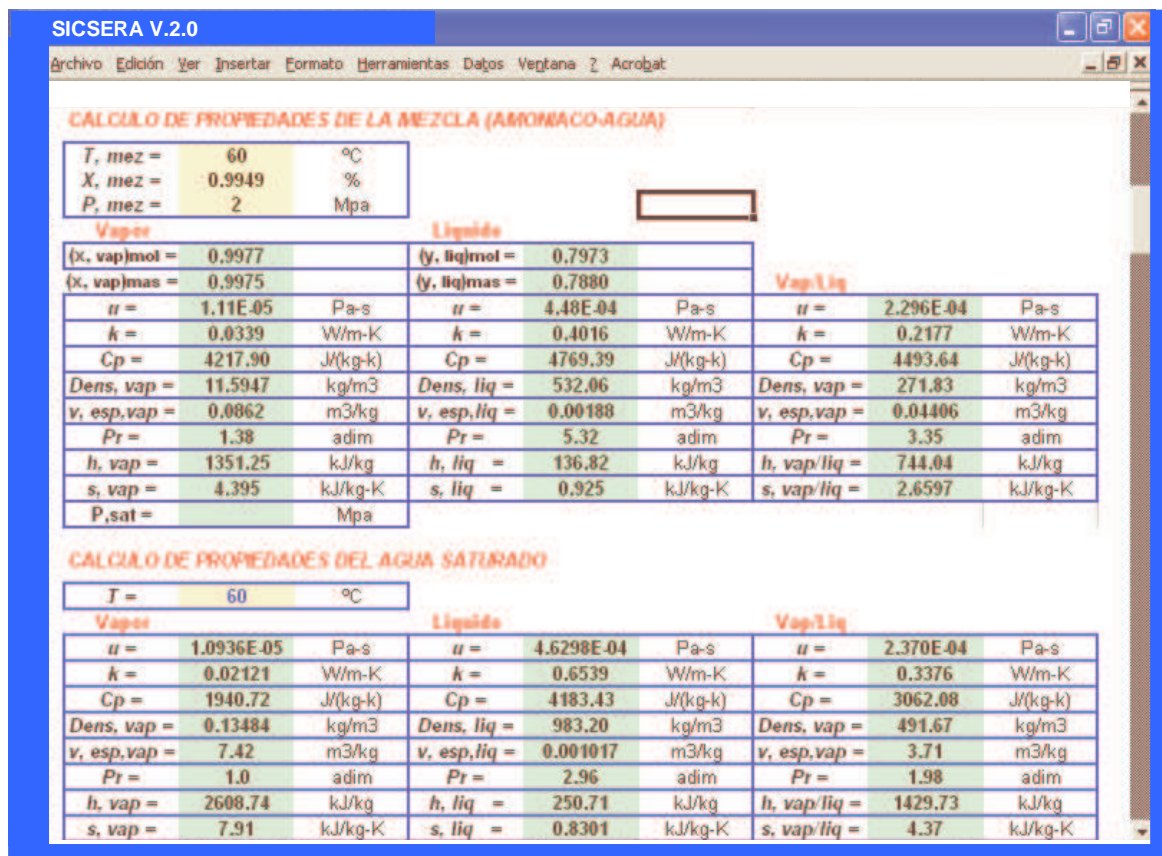


Figura 3.7.a. Pantalla de salida de resultados del simulador

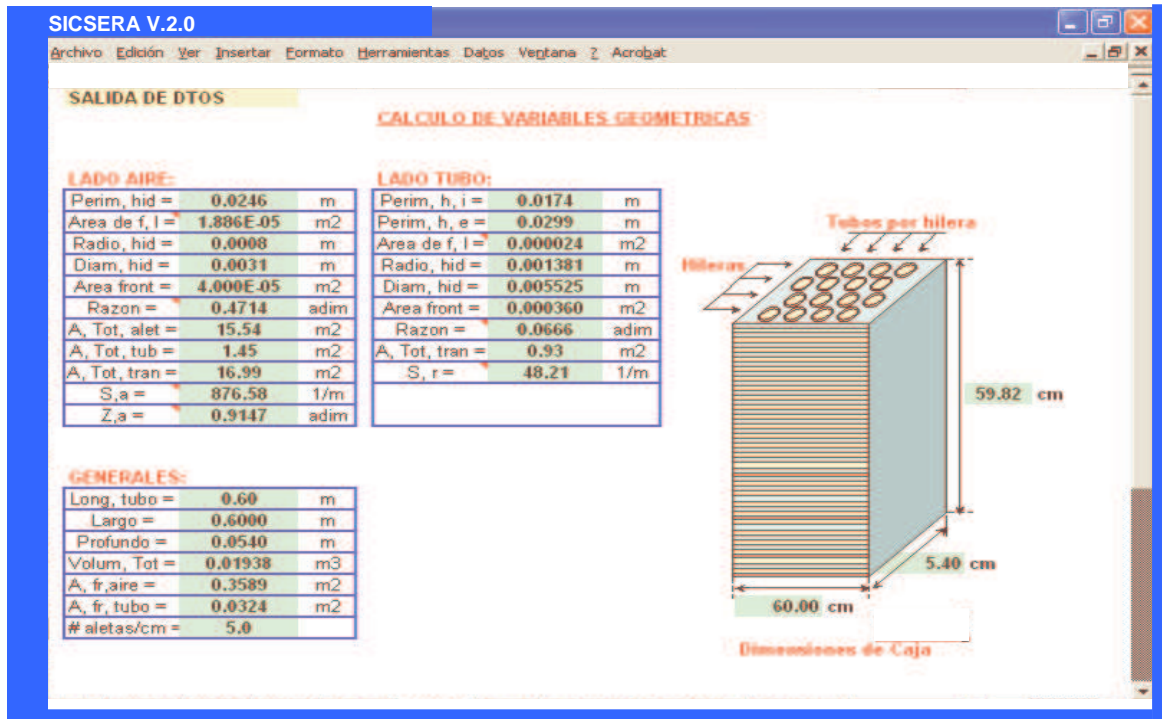


Figura 3.7.b. Pantalla de salida de resultados del simulador



Figura 3.7.c. Pantalla de salida de resultados del simulador

## Referencias

- **ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS, (2002).**
- **Beecher, D. T., Fagan, T. J. (1987).** "Effects of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," ASHRAE Transaction, Vol. 93, Part 2, pp. 1961-1984.
- **Boyko, L. D., Kruzhilin, G. N. (1967).** "Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes." Int. J. Heat Mass Transfer 10 361-373.
- **Breber, G., Palen, J. W., Taborek, J. (1980).** "Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Criteria". J. Heat Transfer, 102, 471-476.
- **Briggs, D. E., Young, E. A. (1963).** "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," Chemical Engineering Progress Symposium Series, No. 41, Vol. 59, pp.1-10.
- **Cavallini, A., Zecchin, R. (1971).** "Proc. 13<sup>th</sup> Int. Congress Refrigeration, Washington, D.C."
- **Chisholm, D. (1973).** "Pressure gradients due to friction during the flow evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels" Int. J. Heat Mass Transfer 16, 347-348.
- **Churchill, S. W. (1977).** "Friction factor equation spans all fluid flow regimes". Chem. Eng., pp. 91-92.
- **Collier, J. G. (1981).** "Convective Boiling and Condensation" 2<sup>nd</sup> ed., McGraw Hill, London.
- **Conde, M. (2006).**  
<http://www.mrceng.com/Downloads/NH3&H2O%20Profs%20English.pdf>
- **Dobson, M. K., Chato, J. C., Wattelet, J. P. (1994).** "Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes, ACRCTR-57.
- **Fraas, A. P. (1989).** "Heat Exchanger Design, Wiley, New Cork.
- **Friedel, F. (1979).** "Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow," European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.
- **García-Valladares, O. (2000).** "Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión". Tesis de Doctorado, UPC. Barcelona España.



- **Gianolio, E., Cuti, F. (1981).** "Heat Transfer Coefficients and Pressure Drop for Air Coolers Under induced and Forced Draft," Heat Transfer Engineering, Vol. 3, No. 1, pp. 38-48.
- **Gnielinski, V. (1976).** "New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Int. Chem. Eng. Vol. 16, pp. 359-368.
- **Gómez, V. H. (2002).** "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.
- **Gray, D. L., Webb, R. (1986).** "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins", Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference, San Francisco, California, pp. 2745-2750.
- **Gungor, K. E., Winterton, R. H. S. (1986).** "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 19, No. 3, pp. 351-358.
- **Hewitt, G. F. (1990).** "Handbook of heat exchangers design", pp.2.2.4-1 - 2.2.4-17. Hemisphere Publishing.
- **Jaster, H., Kosky, P. G. (1975).** "Condensation Heat Transfer in a Mixed Flow Regime" International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 19, pp 95-99.
- **Kandlikar, S. G. (1987).** "A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact avaporators. J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 996-972.
- **Kakac, S., Liu, H. (1998).** "Heat exchangers, selection, rating, and thermal design", Ed. CRC. pp. 52-61
- **Kays, W. M., London, A. L. (1984).** "Compact Heat Exchangers" 3a Edición, Editorial Mc Graw-Hill, Inc. U.S.A.
- **Kosky, P. G., Staub, F. W. (1971).** "Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime" AIChEJ. 17 1037-1043.
- **Kumar, H. (1984).** "The plate heat exchanger: construction and design". 1st. U.K. Nat. Conf. Heat Transfer University of Leeds, July 3-5, Inst. Chem, Symp., Ser. no. 86, 1275.
- **Lockhart R. W., Martinelli, R. C. (1949).** "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two Component Flow in Pipes" Chemical Engineering Progres, vol. 45, no. 1, pp. 39-48.
- **McQuiston, F., Tree, D. R. (1972).** "Optimum space envelopes of the finned tube heat transfer surface". ASHRAE Transactions, Vol. 78, Part III, pp. 144.

- **Nakayama, W., Xu, L. P. (1983).** "Enhanced Fin for air-Cooled Heat Exchangers - Heat Transfer and Friction Correlations," Proceedings of the 1983 ASME-JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 1, pp. 495-502.
- **Raju, K. S. N., Jagdish, C. B. (1983).** "Plate heat exchangers and their performance. In Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers". S. Kakac., R. K. Shah, and A. E. Begles (Eds), Hemisphere, Washington, D. C.
- **Robinson, K. K., Briggs, D. E. (1966).** "Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," Chem. Eng. Progress Symp. No. 64, Vol. 62, pp. 177-184.
- **Saunders, E. A. D. (1988).** "Heat exchangers-selection, design and construction", Wiley, New York.
- **Shah, M. M. (1979).** "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes.," International Journal of Heat and Mass Transfer 22: pp.547-556.
- **Shah, M. M. (1982).** "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. ASHRAE Trans. Vol. 88, pp. 185-196.
- **Taborek, J. (1991).** "Industrial Heat Exchangers Design Practices. In Boiler, Evaporators, and Condensers, S. Kakac (Ed.), pp. 143-177. Wiley, New York.
- **Tandon, T. N., Varma, H. K., Gupta, C. P. (1985).** "A Void Fraction Model for Annular Two Phase Flow" Int. Journal of Heat and Mass, Vol. 28, No. 1, pp. 191-198.
- **Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., Baron, A. B. (1972).** "Forced convection condensation inside tubes" A heat transfer equation for condenser design. ASHRAE Trans. 79 157-165.
- **Velázquez, N. L., Best, R. (2002).** "Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy". Applied Thermal Engineering, 22, pp. 1089-1103.
- **Webb, R. L. (1990).** "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin and Tube Geometries", ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 2, pp. 445-449
- **Webb, R. L. (1994).** "Principles of Enhanced Heat Transfer", Wiley Interscience, pp. 445-449.
- **Webb, R. L., Gupte, N. (1990).** "Design of Light Weight Heat Exchangers for Air-to-Two-Phase Service," Compact Heat Exchangers: A Festschrift for A.I. London, Hemisphere Publishing Corp., Washington, D.C., pp. 311-334.

## CAPÍTULO 4

### SIMULACIÓN Y DISEÑO DE CONDENSADORES Y EVAPORADORES, COMPARACION DE RESULTADOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES

#### Resumen

*En este capítulo se presentan los resultados obtenidos de la simulación realizada de los condensadores y evaporadores seleccionados para Integrarse a un sistema de refrigeración por absorción GAX (SRA-GAX). Se hace una comparación entre varias geometrías propuestas y se presentan los diseños del condensador y evaporador con las mejores características. Se presenta el sistema experimental de intercambiadores de calor compactos (SEICC) y finalmente se comparan los valores teóricos contra los valores obtenidos experimentalmente.*

#### 4.1 Simulación de los condensadores

En esta sección se comparan los resultados numéricos obtenidos con el procedimiento de cálculo descrito en el capítulo anterior, se presentan las geometrías (casos) de cada tipo de condensador, que cumplieron con los requerimientos establecidos; se comparan las mejores cuatro geometrías y se selecciona la más apropiada. En la figura 4.1 se muestran los cuatro tipos de condensadores aletados que fueron simulados numéricamente.

Los criterios para generar y elegir los casos de estudio de los diferentes tipos de condensadores, se fundamentan en estudios de tuberías comerciales realizados por (**Kays y London, 1984**), para generar propuestas técnicamente viables y en estudios realizado por (**Garimella, 1996**) que dan la pauta para proponer diseños preliminares.

Las condiciones iniciales utilizadas para la simulación de los condensadores son las de diseño reportadas por (**Velázquez y Best, 2002**) y se muestran en la tabla 4.1. Estas condiciones teóricas están en función de las condiciones de operación del SRA-GAX, y se aplicaron a todos los casos de simulación de los condensadores.

Existen varias posibilidades de conexionado para los circuitos de condensadores enfriados con aire algunas han sido estudiadas a detalle por (**Hogan, 1980**), sin embargo de estas se eligió la mostrada en la figura 4.2 para la simulación de los condensadores ya que presenta las menores complicaciones técnicas para el diseño y construcción de los mismos.

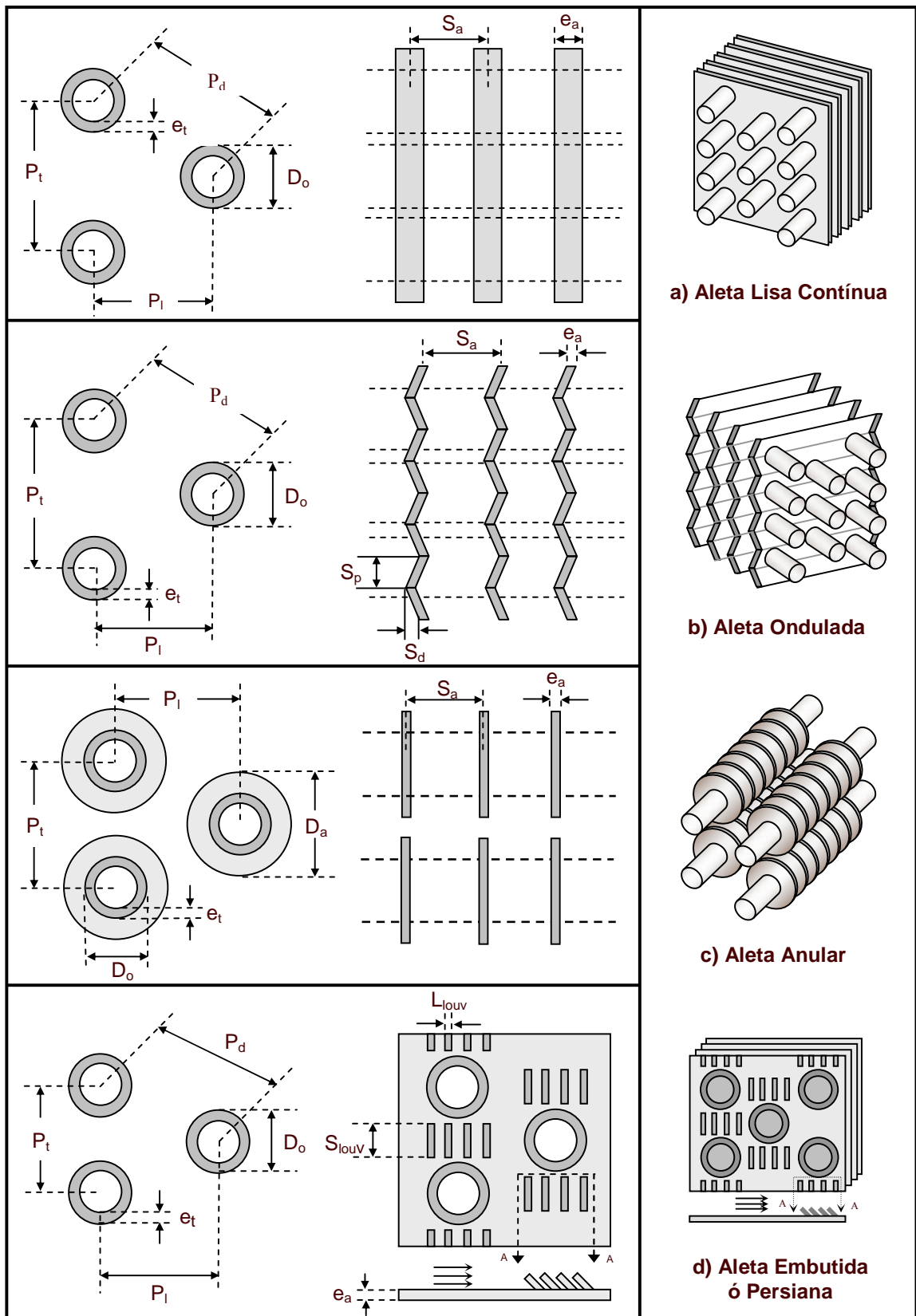
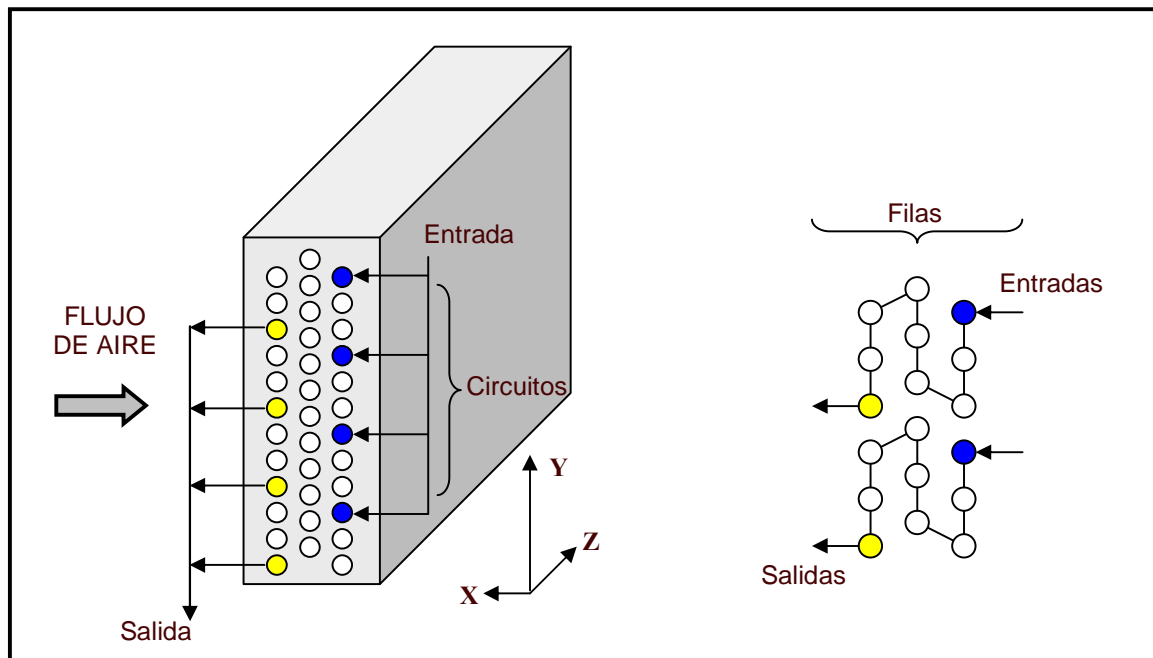


Figura 4.1 Condensadores con diferentes tipos de aletas

**Tabla 4.1. Condiciones iniciales para la simulación de condensadores**

Condiciones iniciales de operación	Unidades	Valor
Temperatura del refrigerante a la entrada	(°C)	70.0 (vapor saturado)
Presión del refrigerante a la entrada	(bar)	20.0
Composición de la mezcla NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O	(kg N H <sub>3</sub> / kg Sol.)	0.994
Flujo másico del refrigerante	(kg/min)	0.55
Temperatura del aire a la entrada	(°C)	40.0
Presión del aire a la entrada	(bar)	1.0
Flujo másico del aire	(kg/s)	1.45

**Figura 4.2 Diagrama del conexionado de los circuitos del condensador**

## 4.2 Análisis y selección del condensador

Se realizaron las simulaciones (3 casos) para cada uno de los cuatro tipos de aleta analizados y se tomó el mejor caso de cada tipo, estos fueron comparados para seleccionar el tipo de condensador con las mejores características, esta comparación se presenta en las tablas 4.2 y 4.3. En éstas tablas se observa que el condensador de tubo circular y aletas onduladas resultó ser el más ligero de todos con un peso de 29.31 kg, 75.1 % menos que el de aleta anular, 24.4 % menor que el de aleta lisa y 8.1 % menor que el de aleta tipo persiana, lo cual se aprecia en la

gráfica de la figura 4.3. También fue el más compacto teniendo una altura de 60.2 cm por una profundidad de 59.9 cm, con un volumen de 0.03 m<sup>3</sup>, sin embargo la construcción de este tipo de aleta es de las más complejas al igual la aleta embutida, tipo persiana. Para más detalles acerca de la comparación realizada consultar (Gómez, 2002 y Gómez et al., 2004).

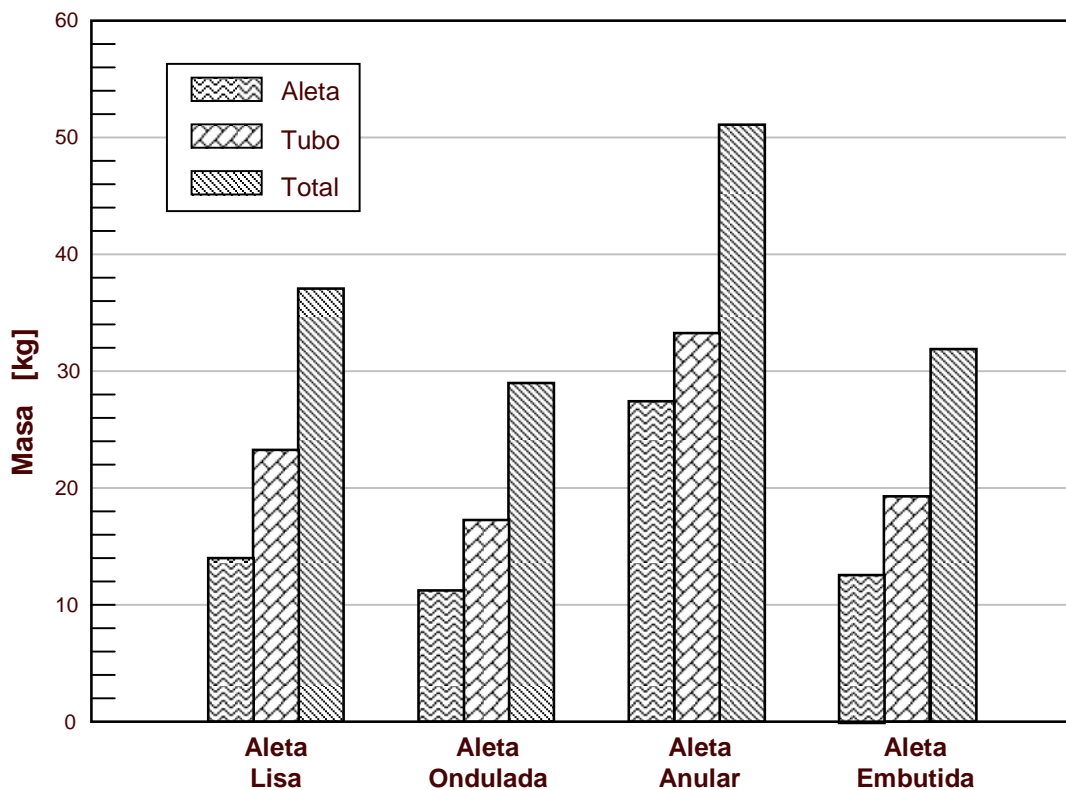
Analizando los criterios de tamaño, eficiencia y viabilidad técnica que se acordaron para la selección del condensador, se optó por elegir un condensador de tubos con aleta anular, que aunque no es el más compacto y eficiente, su construcción es la más sencilla y económica y puede ser fabricado en México.

**Tabla 4.2 Comparación entre las mejores geometrías con diferentes tipos de aleta**

<b>Geometría del Condensador</b>	<b>Unidad</b>	<b>Lisa</b>	<b>Ondulada</b>	<b>Anular</b>	<b>Persiana</b>
Número de circuitos		6	5	6	6
Número de filas		3	3	5	3
Número total de tubos por fila		30	25	24	30
Arreglo de los tubos		triangular	triangular	triangular	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$	[mm]	20	27	22.8	23
Espaciamiento transversal $P_t$	[mm]	18	24	25.4	20
Diámetro externo del tubo $D_o$	[mm]	9.925	9.925	9.925	9.925
Espesor del tubo $e_t$	[mm]	2.0	2.0	2.0	2.0
Pasos por hilera		5	5	4	5
<b>Geometría de Aletas</b>					
Separación de aletas $S_a$	[mm]	2	1.5	1	2
Espesor de aletas $e_a$	[mm]	0.2	0.12	0.2	0.2
Largo de persiana $S_{IouV}$	[mm]	-----	-----	-----	10.0
Ancho de persiana $L_{IouV}$	[mm]	-----	-----	-----	2.0
Número de persianas por secc.		-----	-----	-----	4
Diámetro de la aleta $D_a$	[mm]	-----	-----	23	-----
Longitud de cresta a valle $S_d$	[mm]	-----	4.5	-----	-----
Longitud de media onda $S_p$	[mm]	-----	1.0	-----	-----
<b>Materiales</b>					
Tubos		Aluminio	Aluminio	Aluminio	Aluminio
Aletas		Aluminio	Aluminio	Aluminio	Aluminio

**Tabla 4.3 Comparación de los valores de simulación, para geometrías con diferentes tipos de aleta.**

Parámetro	Unidad	Lisa	Ondulada	Anular	Persiana
Capacidad	[kW]	10.65	10.84	10.64	10.6
Caída de presión en lado tubos	[kPa]	6.12	13.47	8.91	12.99
Caída de presión del aire	[Pa]	29.77	40.92	59.8	42.84
Masa de tubos	[kg]	22.37	17.54	30.1	18.31
Masa de aletas	[kg]	14.12	11.75	21.2	13.35
Masa total	[kg]	36.49	29.31	51.3	31.66
Razón de área aletada a tubería lisa	[adim]	25.94	27.32	19.11	23.14
Eficiencia de la superficie	[adim]	0.985	0.989	0.981	0.983
Alto Y	[cm]	54.20	60.2	81.28	60.87
Ancho X	[cm]	6.0	8.1	11.43	6.9
Profundo Z	[cm]	79.82	59.9	79.92	69.82
Volumen	[m <sup>3</sup> ]	0.026	0.03	0.074	0.029
Temp. del refrigerante a la salida	[°C]	49.85	48.9	50.55	49.12
Temp. del aire a la salida	[°C]	48.1	48.88	47.24	48.75

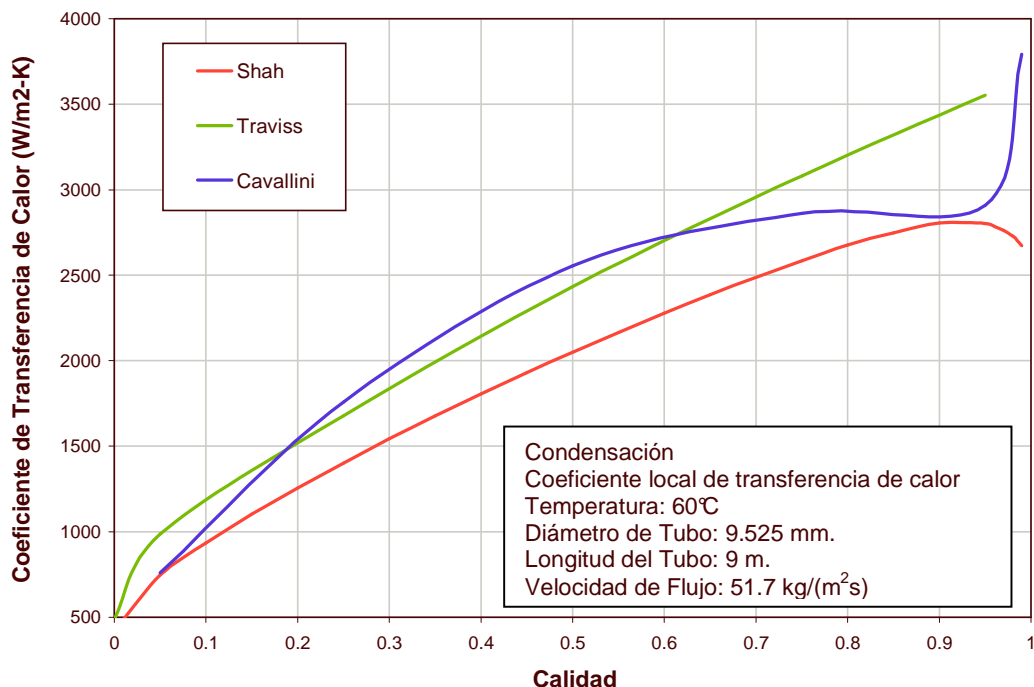


**Figura 4.3 Masa total del condensador con diferentes tipos de aleta**

### 4.3 Análisis de los resultados de la simulación de condensadores

Durante la simulación de los condensadores de tubos aletados, se realizó un análisis comparativo de diferentes correlaciones semi-empíricas para determinar el coeficiente de transferencia de calor en condensación al utilizar la mezcla de amoníaco-agua, esto resultó de gran importancia por que no existen trabajos publicados en la literatura que reporten valores con esta mezcla.

En la gráfica de la figura 4.4, se presentan las tendencias de los coeficientes de transferencia de calor durante el cambio de fase en condensación total, y la calidad del vapor varía desde 0 hasta 1, empleando tres de las correlaciones mayormente empleadas.



**Figura 4.4 Coeficiente local de transferencia de calor en condensación para la mezcla amoníaco-agua al 99.4 %**

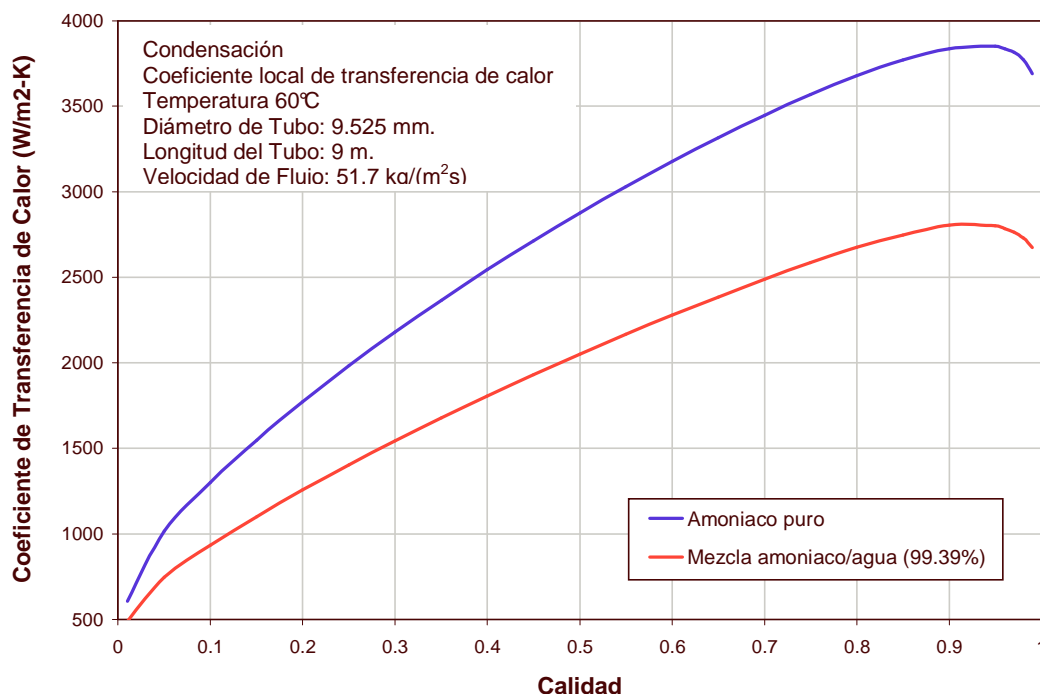
Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por la parte interna de los tubos, se integró cada correlación como lo sugiere (**Shah, 1979**), para una temperatura promedio entre la entrada y salida del refrigerante, y para una longitud de tubo establecida en 9 m, que es la longitud de un circuito de intercambiador, el diámetro del tubo se mantuvo en 9.525 mm. Los coeficientes de transferencia de calor promedio dentro de los tubos se muestran en la tabla 4.4.



**Tabla 4.4 Valores del coeficiente individual de transferencia de calor interno  $h_i$  en condensación, utilizando diferentes correlaciones**

Modelo	$T_{r,e}$ (°C)	$m_r$ (kg/s)	$T_{a,e}$ (°C)	$m_a$ (kg/s)	$h_i$ (W/m <sup>2</sup> -K)	$Q$ (W)
Cavallini (1974)	70	0.00926	40	1.45	2517.4	11356
Traviss (1972)	70	0.00926	40	1.45	2622.8	12860
Shah (1979)	70	0.00926	40	1.45	2159.1	10650

De las correlaciones comparadas, la reportada por **(Shah, 1981)** fue la empleada en la simulación de los condensadores, ya que ha sido probada con el refrigerante amoníaco. La desviación de esta correlación con respecto a la de **(Cavallini, 1974)** fue de 17% mientras que con respecto a la de **(Traviss 1972)** fue de 22%. También se realizó el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el amoníaco puro y amoníaco-agua al 99.4%, utilizando la correlación reportada por **(Shah, 1979)**, el análisis gráfico se muestra en la figura 4.5. De la comparación se obtuvo que el coeficiente de transferencia de calor en condensación del amoníaco puro es 37.8%, mayor que el de la mezcla, esta variación se le atribuye, entre otras cosas, a la diferencia en los valores de viscosidad dinámica y conductividad térmica que se tienen para la mezcla amoníaco-agua con respecto al amoníaco como fluido puro. Los valores de la comparación de presentan en la tabla 4.5.

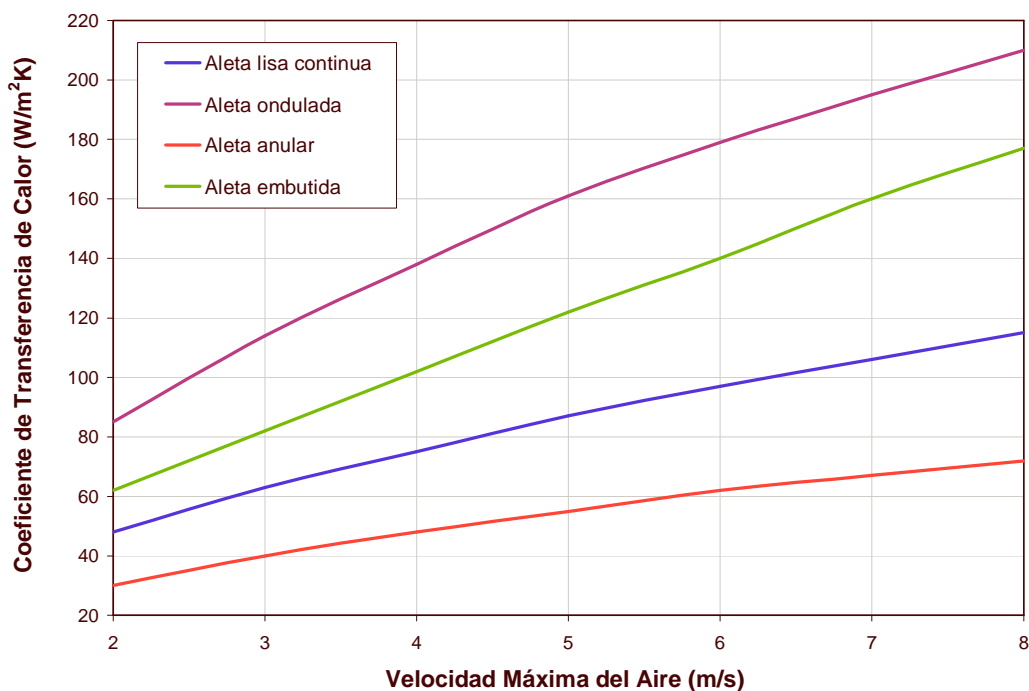


**Figura 4.5 Comparación del coeficiente de transferencia de calor entre amoníaco puro y amoníaco-agua al 99.4 %**

**Tabla 4.5 Comparación del coeficientes de transferencia de calor dentro de tubos para amoniaco y amoniaco-agua (99.4%) en condensación**

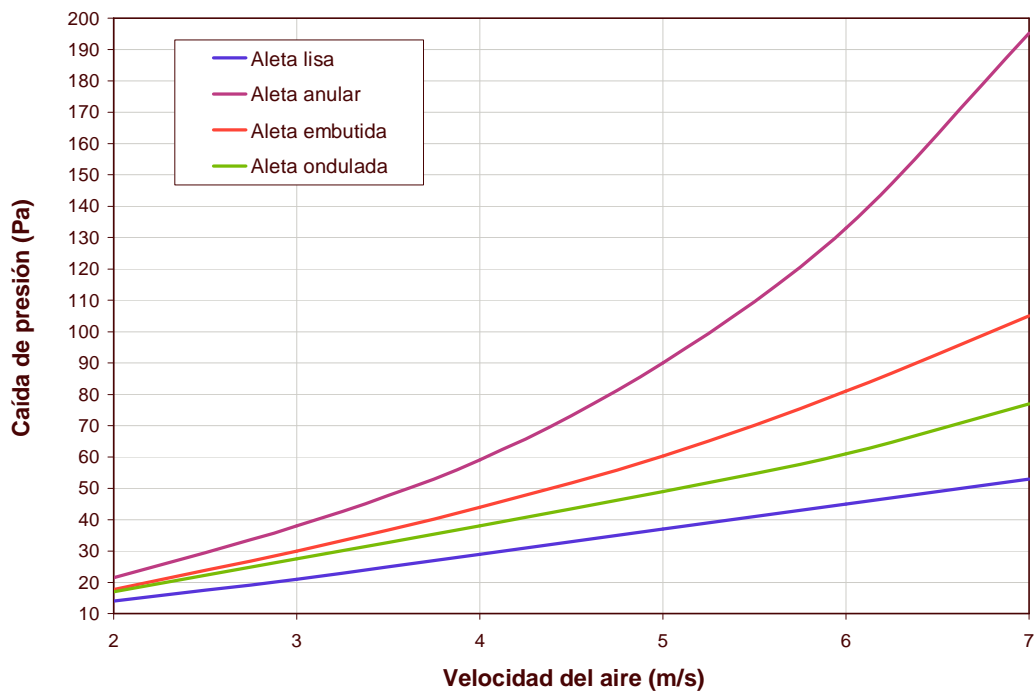
Fluido de Trabajo	Unidades	$h_i$ Shah, 1981
amoniaco/agua	(W/m <sup>2</sup> K)	2159.1
amoniaco	(W/m <sup>2</sup> K)	2975.3
Desviación (%)	(%)	37.8

Ahora para conocer la influencia del tipo de aleta sobre el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión en el lado del aire en los condensadores simulados, se presenta la gráfica de la figura 4.6, donde se tiene el coeficiente de transferencia del lado del aire como función de la velocidad del aire que atraviesa el área mínima de flujo. En esta gráfica se puede observar que el coeficiente de transferencia de calor en aleta anular es el más bajo de todos los tipos de aleta considerados, por otro lado se tiene que la aleta ondulada presenta los coeficientes de transferencia de calor más elevados.



**Figura 4.6 Efecto de la geometría y la velocidad del aire sobre el coeficiente de transferencia de calor**

En cuanto a la caída de presión, la geometría de tubo circular liso y aleta plana resultó tener la caída de presión más baja de todos los tipos de aletas considerados como se muestra en la gráfica de la figura 4.7, donde la aleta ondulada es la que presenta la mayor caída de presión, seguida por la aleta anular y la aleta tipo persiana, aunque la caída de presión de la aleta ondulada es la más alta, este tipo de aleta resulta ser la más atractiva por los altos coeficientes de transferencia de calor que se obtienen con ésta, a pesar de lo complejo de su proceso de fabricación.



**Figura 4.7 Efecto de la geometría y la velocidad del aire sobre la caída de presión**

#### 4.4 Diseño mecánico del condensador

Una vez realizado el análisis termodinámico y de fluido dinámico a los equipos, y que se ha seleccionado el condensador optimizado, el siguiente paso es realizar el diseño mecánico, que consiste en especificar las dimensiones para la construcción del equipo. El diseño del condensador fue realizado en base a normas y ecuaciones aplicables a este equipo, las cuales están establecidas por los organismos:

- Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association (**TEMA**).
- American Standards of Mechanical Engineers, “Boiler and Pressure Vessel Code” (**ASME**).
- Standards American Engineering (**SAE**).

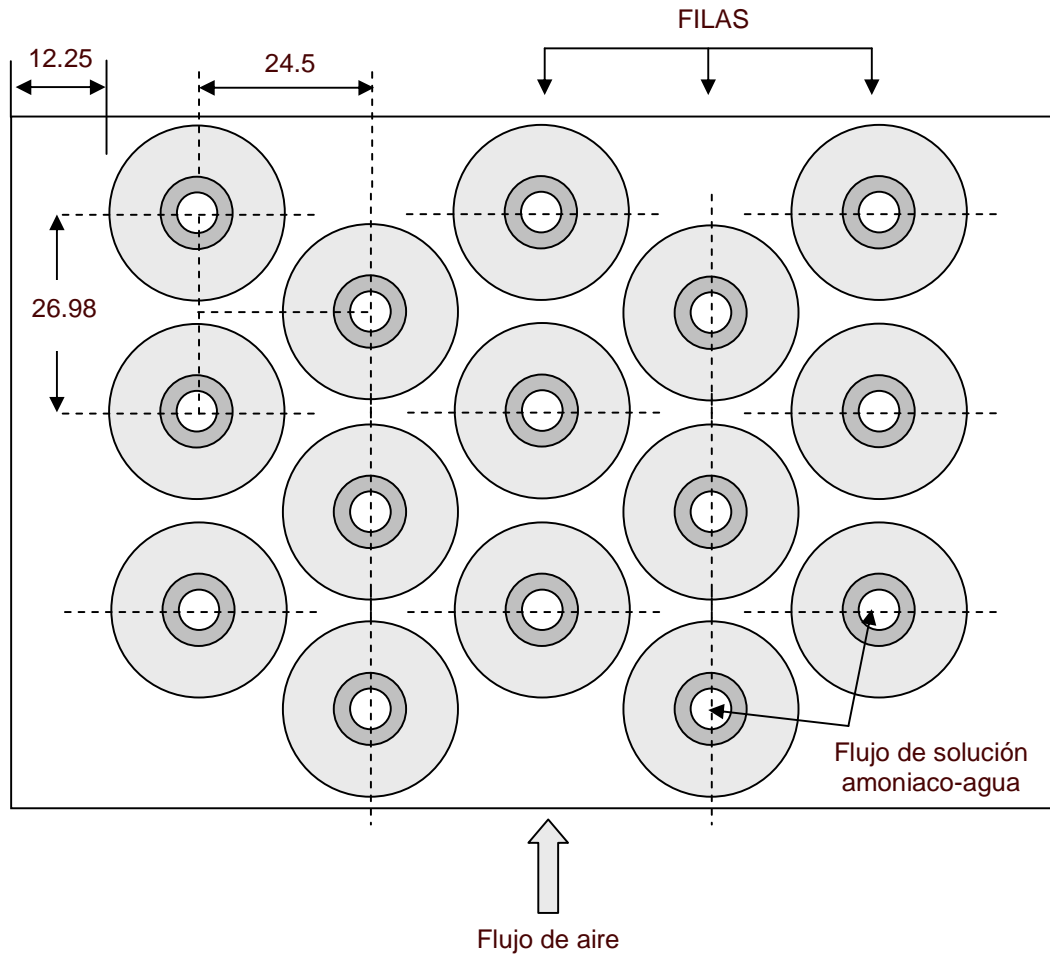
Las especificaciones finales de la geometría para el diseño del condensador se muestran en la tabla 4.6.

**Tabla 4.6 Geometría para diseño del condensador**

<b>Geometría del Condensador</b>	<b>Aleta Anular</b>
Número de circuitos	6
Número de filas por circuito	5
Número de tubos por fila	3
Arreglo de los tubos	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm) coordenada en <b>X</b>	24.5
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm) coordenada en <b>Z</b>	26.98
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.825
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	1.5
Pasos por hilera	5
<b>Geometría de Aletas</b>	
No. de aletas por cm	5
Separación de aletas $S_a$ (mm)	2
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.15
Diámetro de la aleta $D_a$ (mm)	24.5
<b>Materiales</b>	
Tubo (bimetálico)	Acero
Aletas	Aluminio
<b>Capacidad térmica</b>	
Capacidad (kW)	10.8
Caída de presión del lado tubos (kPa)	7.54
Caída de presión del aire (Pa)	68.12
Potencia del ventilador (kW:)	0.75
<b>Dimensiones finales</b>	
Alto <b>Y</b> (cm)	79.82
Ancho <b>X</b> (cm)	14.7
Profundo <b>Z</b> (cm)	51.26

### Diseño del banco de tubos del condensador

La especificación de las variables geométricas necesarias para el diseño del banco de tubos aletados, se tomaron de la tabla 4.6, anteriormente mostrada y el diseño de uno de los seis circuitos del condensador se presenta en la figura 4.8.



Acotación: mm

**Figura 4.8 Diagrama de un circuito, del banco de tubos del condensador**

### Diseño del cabezal del condensador

De acuerdo a la norma TEMA, en los condensadores enfriados con aire se pueden presentar cuatro tipos de cabezales que son:

- Cabezal de caja.
- Cabezal de tapa plana removible.
- Bonete removible.
- Cabezal distribuidor.

Como en el condensador seleccionado, el arreglo del flujo dentro los tubos es por medio de circuitos simétricos e independientes, se utilizará un cabezal distribuidor como el mostrado en la figura 4.9, debido a que el cabezal distribuidor cumple con el requisito de alimentar al conjunto de circuitos. Además este tipo de cabezal se recomienda para fluidos limpios a altas presiones.

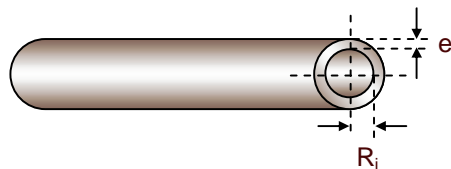
Se sugiere que el tubo distribuidor sea del doble del diámetro de los tubos del condensador. Mientras que el espesor de la pared del tubo y la presión máxima permisible se calculan mediante las ecuaciones 4.1 y 4.2 respectivamente, de acuerdo con la norma ASME Code for Pressure Vessel.

Espesor de pared del tubo:

$$e_t = \frac{P_d \cdot (R_i + F_c)}{S \cdot E_j - (0.6P_d)} + F_c \quad (4.1)$$

Presión de trabajo máxima permisible:

$$P_{mt} = \frac{E \cdot S \cdot e_t}{R_i + (0.6 \cdot e_t)} \quad (4.2)$$



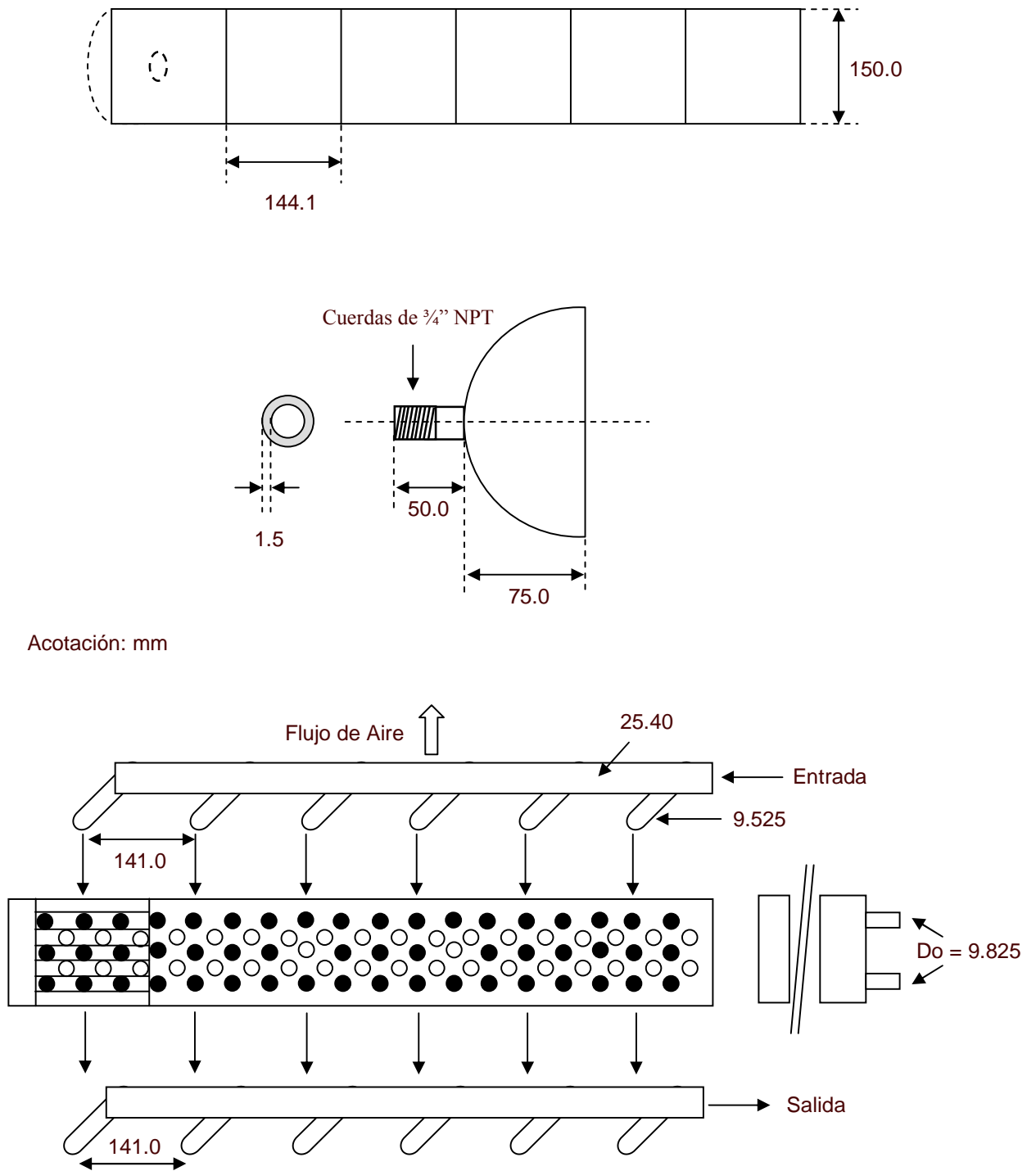
Donde:  $P_d$  = Presión de diseño =  $(1.1 \times P_{\text{máx. op}})$ .

$R_i$  = Radio interno del tubo.

$F_c$  = Factor de corrosión.

$S$  = Esfuerzo máximo del material a la temperatura de diseño (cuando es sin costura se toma  $0.85 \times S$ ).

$E_j$  = Eficiencia de la junta (cuando es sin costura  $E = 1$ ).



**Figura 4.9 Diagrama del cabezal distribuidor del condensador**

### **Selección del ventilador**

Uno de los elementos críticos en el diseño del condensador es la especificación del ventilador, cuya funcionalidad está relacionada con la caída de presión del aire a través del haz de tubos. De acuerdo a Soler & Palau Inc. los ventiladores pueden clasificarse de acuerdo a su rango de presiones como sigue:

- Baja presión (menor a 80 Pa)
- Mediana presión (80 a 500 Pa)
- Alta presión (de 500 Pa)

A medida que la caída de presión del aire en el haz de tubos aumenta, también se aumenta la demanda de potencia en el motor del ventilador, lo cual a su vez incrementa el costo del equipo. Por este motivo se tomo como una variable restrictiva, a la caída de presión fijándola en un valor menor a 80 Pa.

El ventilador seleccionado fue un modelo TFA-B-400 de Soler & Palau, que es de flujo axial, con un diámetro de boca de 400 mm y una potencia del motor de ¼ HP. Los datos necesarios para especificar el ventilador se obtuvieron del simulador SICSERA V 2.0.

### **Selección del tipo de tiro**

Para los intercambiadores enfriados con aire, existen dos tipos de tiro que son:

**Tiro Inducido.** Que es cuando el ventilador está colocado sobre los tubos e induce el aire a través de ellos.

#### **Ventajas:**

- Mejor distribución del aire a través del haz de tubos, ya que la velocidad de aproximación del aire al haz de tubos es menor.
- Menor posibilidad de aire caliente, ya que la velocidad de descarga es mayor que la entrada.
- Es menos ruidoso que el tiro forzado.

#### **Desventajas:**

- Requiere de mayor potencia del ventilador, cuando el incremento de la temperatura del aire es elevado.
- Se debe limitar la temperatura del aire a la salida, dependiendo del material de las aspas del ventilador.

**Tiro forzado.** Que es cuando el ventilador está colocado bajo los tubos para forzar al aire a pasar a través de ellos.



**Ventajas:**

- Requiere menor potencia del ventilador cuando el incremento de temperatura del aire es elevado.
- Accesibilidad para el mantenimiento de los componentes mecánicos y reemplazo del banco de tubos.

**Desventajas:**

- Mala distribución del aire a través del banco de tubos.
- Mayor posibilidad de recirculación del aire caliente, debido a la baja velocidad de descarga.

Debido a las ventajas que presenta el tiro inducido, se eligió a éste como el apropiado para el condensador.

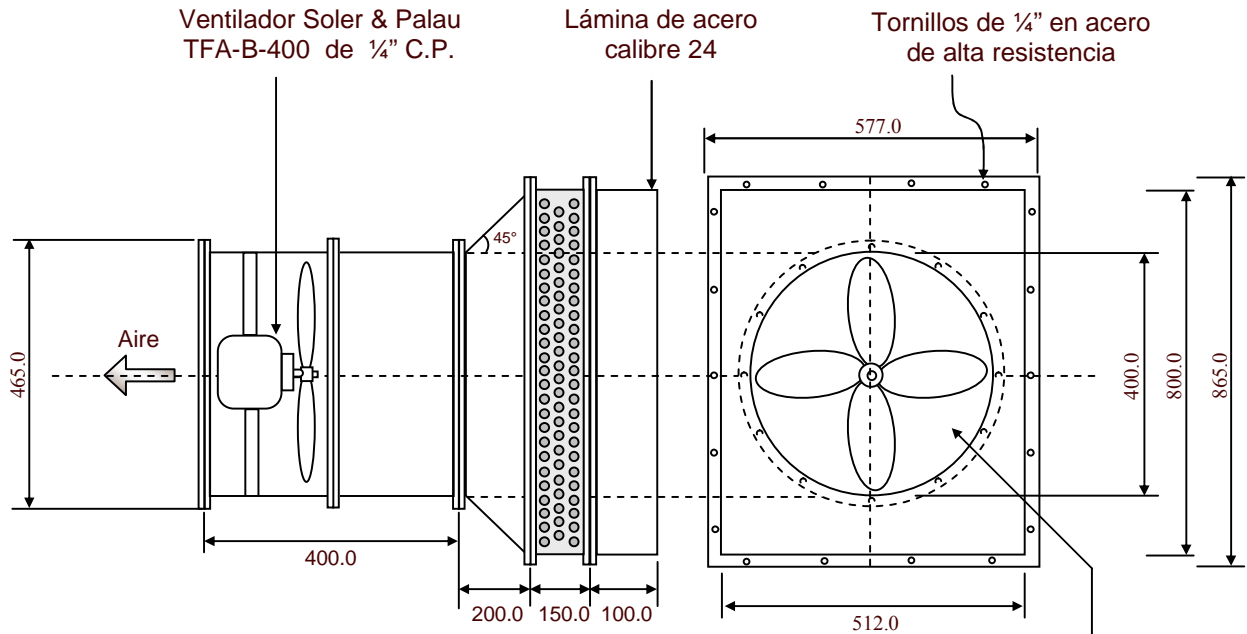
**Diseño de la cámara de aire**

La cámara de aire es el espacio que existe entre el ventilador y el haz de tubos, su función es distribuir el aire en forma uniforme a través del haz de tubos. Se tienen dos tipos de cámaras de aire: tipo caja y transición.

- a) La cámara tipo transición proporciona la mejor distribución de aire y generalmente se utiliza en tiro inducido.
- b) La cámara tipo caja se utiliza para unidades con tiro forzado.

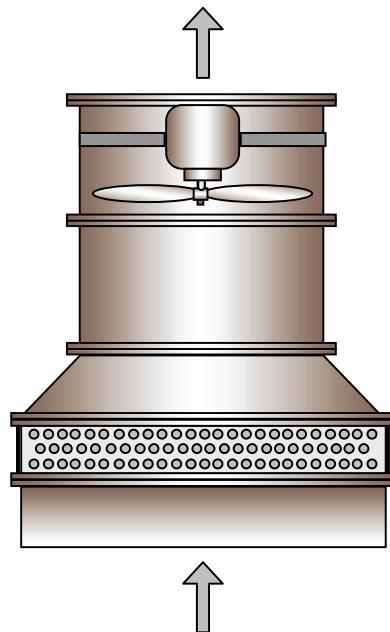
En ambos tipos de cámara de aire se deberá tener un acabado tipo campana en el extremo que unirá la cámara con el haz de tubos. Y como se determinó que el condensador operará con un ventilador a tiro inducido, se diseñara una cámara tipo transición como se muestra en la figura 4.10.

La norma TEMA considera la dimensión de un diámetro del ventilador como una distancia razonable entre el ventilador y el haz de tubos, para una distribución del aire satisfactoria, mientras que el ángulo máximo de dispersión entre el ventilador y el haz de tubos debe ser de aproximadamente de 45°.



Acotación: mm

Aspas de 4 elementos, en aluminio, con corte a 30°



**Figura 4.10 Diagrama del ducto y de la cámara de aire**

#### 4.5 Comparación de resultados teóricos y experimentales del condensador

Durante las pruebas experimentales realizadas con el sistema experimental de intercambiadores de calor compactos, acoplado al sistema de absorción GAX, se operó el condensador de tubos aletados a cargas térmicas de 3.8 kW y 6.7 kW.

En la tabla 4.7 se presentan la comparación entre los valores numéricos y experimentales para ambas capacidades, se puede observar que para la capacidad de 6.7 kW, el calor numéricamente obtenido fue 4.25 % mayor que el experimental, mientras que la temperatura del refrigerante a la salida tuvo una desviación de 3.46 % y la del aire a la salida fue de 5.1 %, en tanto que la incertidumbre en la caída de presión en el refrigerante fue de 5.9 %. Así el nivel de confianza máximo es menor al 6 % para este caso.

Para el caso de 3.8 kW la máxima incertidumbre se obtuvo en la predicción del calor transferido en el condensador, siendo del orden de 6.7 %, en tanto que la menor desviación se presentó en la temperatura de refrigerante a la salida y fue de 3.3 %.

**Tabla 4. 7. Resultados numéricos contra experimentales del condensador de tubos con aletas anulares, a capacidades de 6.7 kW y 3.8 kW**

Resultados	$T_{r,e}$ (°C)	$T_{r,s}$ (°C)	$m_r$ (kg/min)	$T_{a,e}$ (°C)	$T_{a,s}$ (°C)	$m_a$ (kg/s)	$\Delta P_r$ (Pa)	$\Delta P_a$ (Pa)	$Q$ (W)
<b>Capacidad de 6.7 kW</b>									
Numérico	(72.5)	49.8	(0.35)	(33.6)	42.95	(1.33)	7.62	6812	7085
Experimental	72.5	48.13	0.35	33.6	41.68	1.33	8.11	-----	6798
Desviación (%)	-----	3.46	-----	-----	5.1	-----	5.9	-----	4.25
<b>Capacidad de 3.81 kW</b>									
Numérico	(70.42)	49.6	0.18	(31.4)	39.54	(0.68)	5.84	4291	4074
Experimental	70.42	48.1	0.18	31.4	37.18	(0.68)	6.12	-----	3814
Desviación (%)	-----	3.3	-----	-----	5.9	-----	4.5	-----	6.71

La nomenclatura de los parámetros representados en la tabla es la que a continuación se presenta y ésta se empleara en todas las tablas comparativas de condensadores así como de evaporadores:

- $Q$  Calor transferido
- $T_{r,e}$  Temperatura del refrigerante a la entrada
- $T_{r,s}$  Temperatura del refrigerante a la salida
- $T_{a,e}$  Temperatura del aire a la entrada
- $T_{a,s}$  Temperatura del aire a la salida

- $m_r$  Flujo másico de refrigerante  
 $m_a$  Flujo másico de aire  
 $\Delta P_r$  Diferencia de presión en el refrigerante  
 $\Delta P_a$  Diferencia de presión en el aire

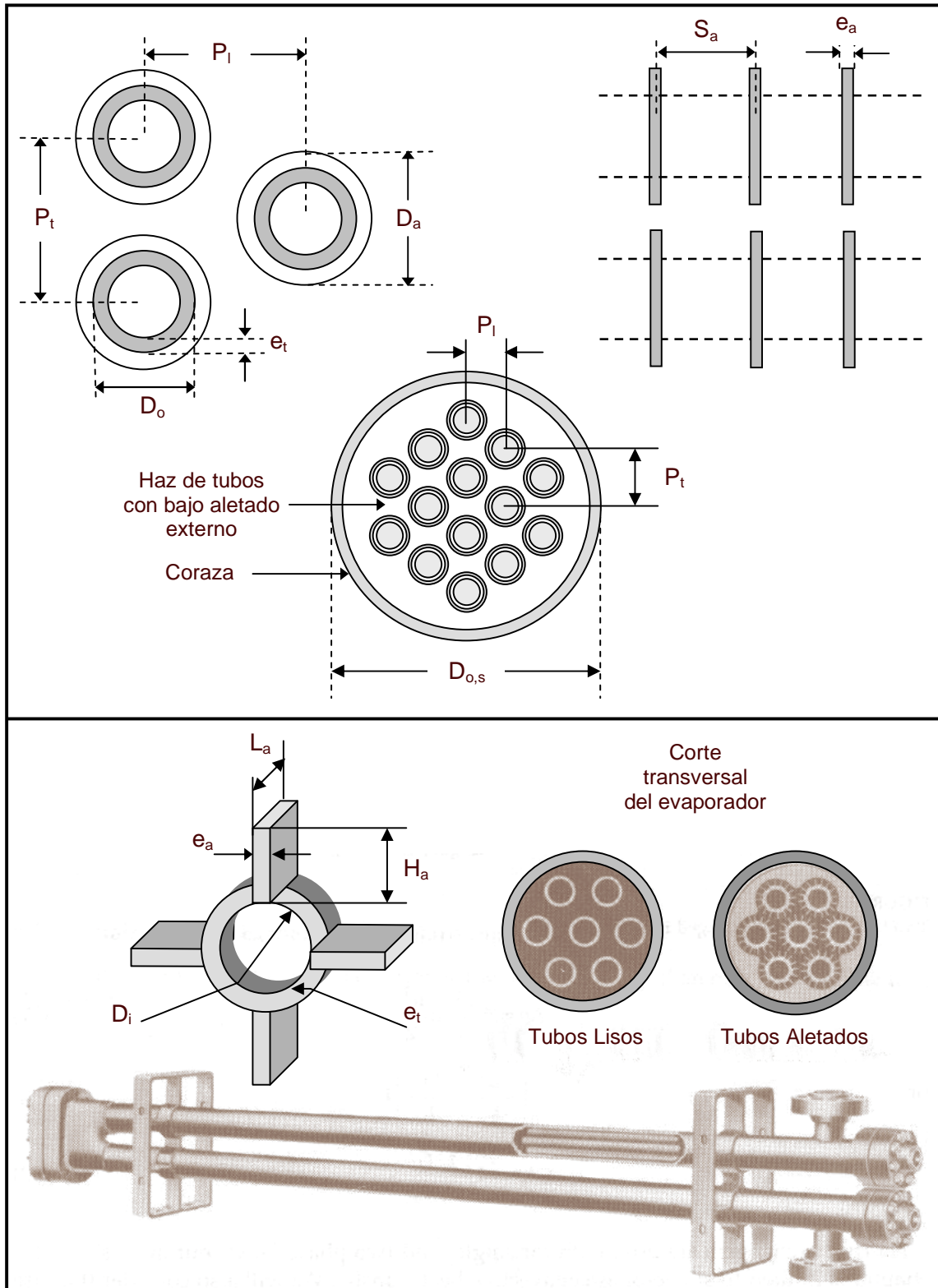
#### 4.6 Simulación de los evaporadores

En la simulación de los evaporadores seleccionados para el SRA-GAX del CIE-UNAM, se empleó el método desarrollado en el capítulo 3 de éste trabajo y nuevamente siguiendo la metodología general de diseño se pudo seleccionar, simular y diseñar un evaporador optimizado con las mejores características de eficiencia tamaño y peso. En la figura 4.11 se muestran los dos tipos de evaporadores aletados que fueron simulados numéricamente.

Las condiciones iniciales de operación que se utilizaron para la simulación de los dos tipos de evaporadores estudiados se presentan en la tabla 4.8. Éstas son las mismas para todos los casos de evaporadores estudiados.

**Tabla 4.8 Condiciones iniciales para la simulación de evaporadores**

Condiciones de iniciales de operación	Unidades	Valor
Temperatura del refrigerante a la entrada	(°C)	4 (líquido saturado)
Presión del refrigerante a la entrada	(bar)	5.0
Composición de la mezcla NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	(kg N H <sub>3</sub> / kg Sol.)	0.994
Flujo másico del refrigerante	(kg/min)	0.55
Temperatura del agua a la entrada	(°C)	16.0
Presión del agua a la entrada	(bar)	1.0
Flujo másico del agua	(kg/s)	0.42



**Figura 4.11 Evaporadores de tubos con bajo aletado simulados**

#### 4.7 Análisis y selección del evaporador

Al igual que los condensadores se realizaron las simulaciones (3 casos) para cada uno de los dos tipos evaporadores estudiados y se tomó el mejor caso de cada tipo, estos fueron comparados para seleccionar el evaporador con las mejores características, esta comparación se presenta en las tablas 4.9.a y 4.9.b. El detalle de los 3 casos de simulación de evaporadores se reporta en (Gómez, 2002).

Nuevamente en base a los criterios de tamaño, eficiencia y viabilidad técnica que se acordaron para la selección del evaporador, se optó por elegir el evaporador de tubos aletados y coraza, por tener las mejores características de tamaño, peso y eficiencia, además es técnicamente viable y de fabricación nacional.

**Tabla 4.9.a. Comparación entre las geometrías con diferentes tipos de aleta.**

<b>Geometría del Evaporador</b>	<b>Tubo y coraza</b>	<b>Doble tubo</b>
Número de tubos	14	7
Número de hileras	5	3
Número de tubos por para cada hilera	2, 3, 4, 3, 2,	2, 3, 2
Arreglo de los tubos	triangular	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	10.8	16
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	12.7	16
Diámetro externo del tubo $D_e$ (mm)	9.525	9.925
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	1.4	2.11
Número de pasos	4	2
Diámetro externo de la coraza $D_{o,c}$ (mm)	101.05	67.0
Diámetro interno de la coraza $D_{i,c}$ (mm)	80.466	49.8
Longitud de Tubos $L_t$ (mm)	1000	1200
<b>Geometría de Aletas</b>		
Separación de aletas $P_f$ (mm)	0.625	2.1
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.375	0.889
Diámetro de aleta $D_a$ (mm)	11.125	-----
Altura de aletas $H_a$ (mm)	-----	2.66
<b>Materiales</b>		
Tubos	Aluminio	Aluminio
Aletas	Aluminio	Aluminio
Coraza	Acero al carbón	Acero al carbón

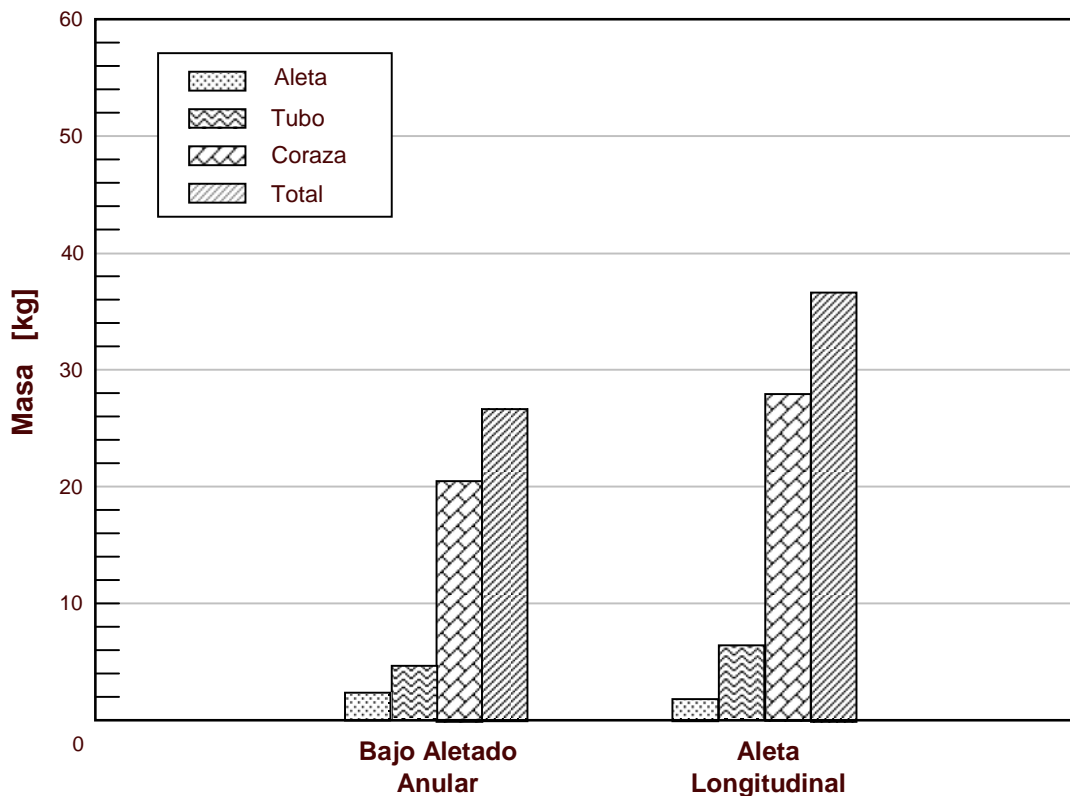
**Tabla 4.9.b. Comparación de los valores obtenidos, para geometrías con diferentes tipos de aleta.**

	<b>Tubo y coraza</b>	<b>Doble tubo</b>
Capacidad (kW)	10.75	10.55
Caída de presión del lado tubos (kPa)	2.15	2.95
Caída de presión del lado coraza (KPa)	3.89	2.69
Masa de tubos (kg)	4.71	6.64
Masa de aletas (kg)	2.17	2.09
Masa de coraza (kg)	20.46	27.96
Masa total (kg)	27.34	36.69
Razón de superficie aletada a tubería lisa (adim)	6.12	3.4
Eficiencia de la superficie (adim)	0.989	0.978
Superficie total de transf. de calor (m <sup>2</sup> /m)	1.24	0.698
Volumen del intercambiador (m <sup>3</sup> )	0.0054	0.0061
Temperatura del refrigerante a la salida (°C)	7.35	6.61
Temperatura del agua a la salida (°C)	10.8	11.72

En estas tablas se puede observar que para las mismas condiciones de diseño, el evaporador de tubo con aletado externo y coraza, resultó ser más ligero que el de doble tubo con aletado longitudinal, ya que pesa 27.34 kg, 34.2 % menos que el evaporador de aleta longitudinal, lo cual se aprecia en la gráfica de la figura 4.12.

También éste equipo resultó ser más compacto teniendo un volumen de intercambiador de 0.005 m<sup>3</sup> que es 11 % menos que el de doble tubo y una superficie de transferencia de 1.24 m<sup>2</sup>/m, con una razón de superficie aletada a lisa de 4 a 1, que es casi del doble respecto a la obtenida con aletas longitudinales.

Por estas razones se propone el evaporador de tubo con bajo aletado y coraza como la mejor opción, para ser diseñado, construido e incorporado en el SRA-GAX.



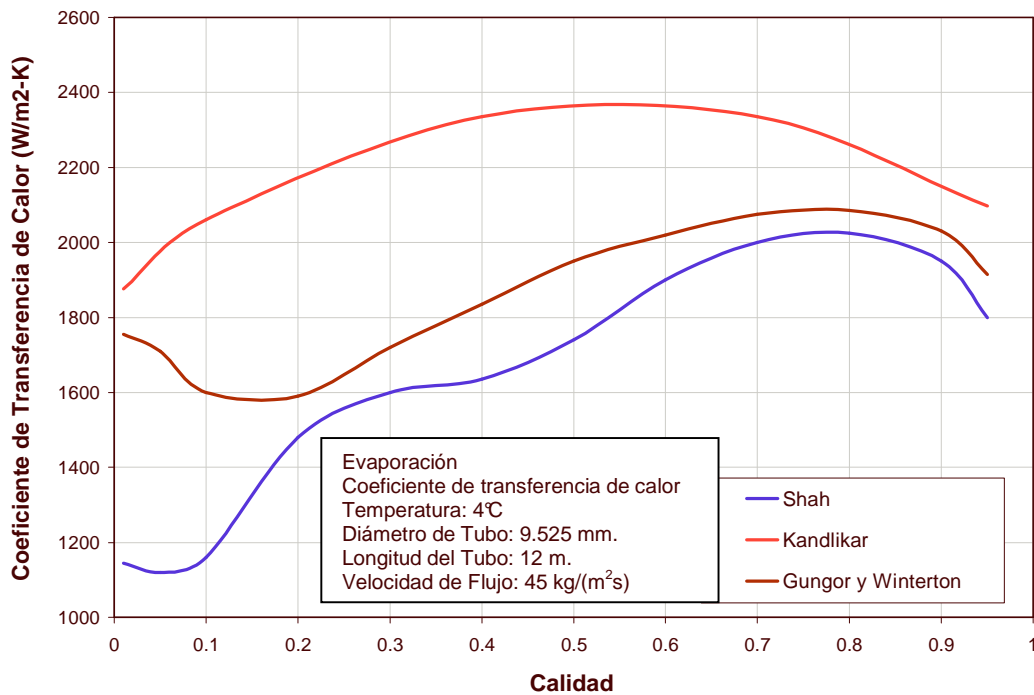
**Figura 4.12 Masa total del evaporador contra tipo de aleta**

#### 4.8 Análisis de los resultados de la simulación de evaporadores

Durante la simulación de los evaporadores de tubos y coraza y doble tubo, también se realizó un análisis comparativo de diferentes correlaciones semi-empíricas para determinar el coeficiente de transferencia de calor en evaporación, utilizando la mezcla de amoníaco-agua, al igual que en el estudio de los condensadores no existe información en la literatura que reporte valores de coeficientes de transferencia de calor en evaporación con esta mezcla.

En la gráfica de la figura 4.13, se presentan las tendencias de los coeficientes de transferencia de calor durante el cambio de fase en evaporación, aquí es importante mencionar que en la simulaciones realizadas se considera que el refrigerante sale del evaporador con un calidad de 0.95, por esta razón la calidad del vapor se varió desde 0 hasta 0.95, empleando tres de las correlaciones mayormente empleadas.





**Figura 4.13 Coeficiente local de transferencia de calor en evaporación para la mezcla amoníaco-agua al 99.4 %**

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en evaporación por la parte interna de los tubos, se realiza nuevamente una integración de los valores de cada correlación, para una temperatura promedio entre la entrada y salida del refrigerante, y para una longitud de tubo establecida en 12 m, que es la longitud del total de tubos del evaporador, el diámetro del tubo se mantuvo en 9.525 mm. Los coeficientes de transferencia de calor promedio dentro de los tubos se muestran en la tabla 4.10.

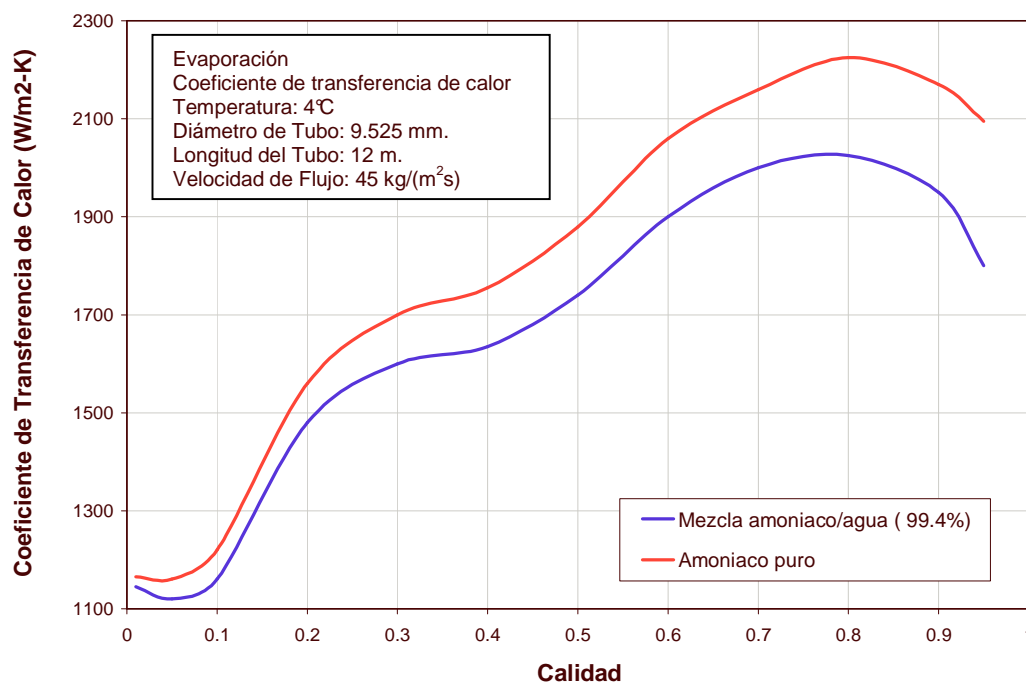
**Tabla 4.10 Valores del coeficiente individual de transferencia de calor interno  $h_i$  en evaporación, utilizando diferentes correlaciones**

Modelo	$T_{r,e}$ (°C)	$m_r$ (kg/s)	$T_{ag,e}$ (°C)	$m_{ag}$ (kg/s)	$h_i$ (W/m <sup>2</sup> -K)	$Q$ (W)
Kandlikar (1987)	4	0.00926	16	0.42	2385.3	11356
Gungor (1986)	4	0.00926	16	0.42	2119.1	12860
Shah (1982)	4	0.00926	16	0.42	1824.5	10650

De las correlaciones comparadas, la reportada por (**Shah, 1982**) fue la empleada en la simulación de los evaporadores, ya que también ha sido utilizada con el refrigerante amoníaco. La desviación de la correlación de Shah con respecto a la reportada por (**Gungor, 1986**) fue de 16 % mientras que con respecto a la de (**Kandlikar, 1987**) es del orden de 31 %.

También se realizó el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el amoníaco puro y amoníaco-agua al 99.4 %, utilizando la correlación reportada por Shah, y el análisis gráfico que se muestra en la figura 4.14.

De esta comparación se obtuvo que el coeficiente de transferencia de calor en evaporación del amoníaco puro llega a ser 21 %, mayor que el de la mezcla, esta variación se debe principalmente a la diferencia en las propiedades de transporte, como viscosidad dinámica y conductividad térmica que se tienen para la mezcla amoníaco-agua con respecto al amoníaco como fluido puro. Los valores de la comparación se presentan en la tabla 4.11.



**Figura 4.14 Comparación del coeficiente de transferencia de calor entre amoníaco puro y amoníaco-agua al 99.4 %**

**Tabla 4.11 Comparación del coeficientes de transferencia de calor dentro de tubos para amoniaco y amoniaco-agua (99.4%) en evaporación**

Fluido de Trabajo	Unidades	$h_i$ Shah, 1986
amoniaco/agua	(W/m <sup>2</sup> K)	2199.8
amoniaco	(W/m <sup>2</sup> K)	1824.5
Desviación (%)	(%)	21

#### 4.9 Diseño mecánico del evaporador

Una vez realizado el análisis termodinámico y de fluido a los equipos el siguiente paso es realizar el diseño mecánico, que consiste en especificar las dimensiones para la construcción del equipo. El diseño del evaporador también fue realizado en base a normas y ecuaciones aplicables a este equipo.

Las especificaciones finales de la geometría para el diseño del evaporador se presentan la tabla 4.12.

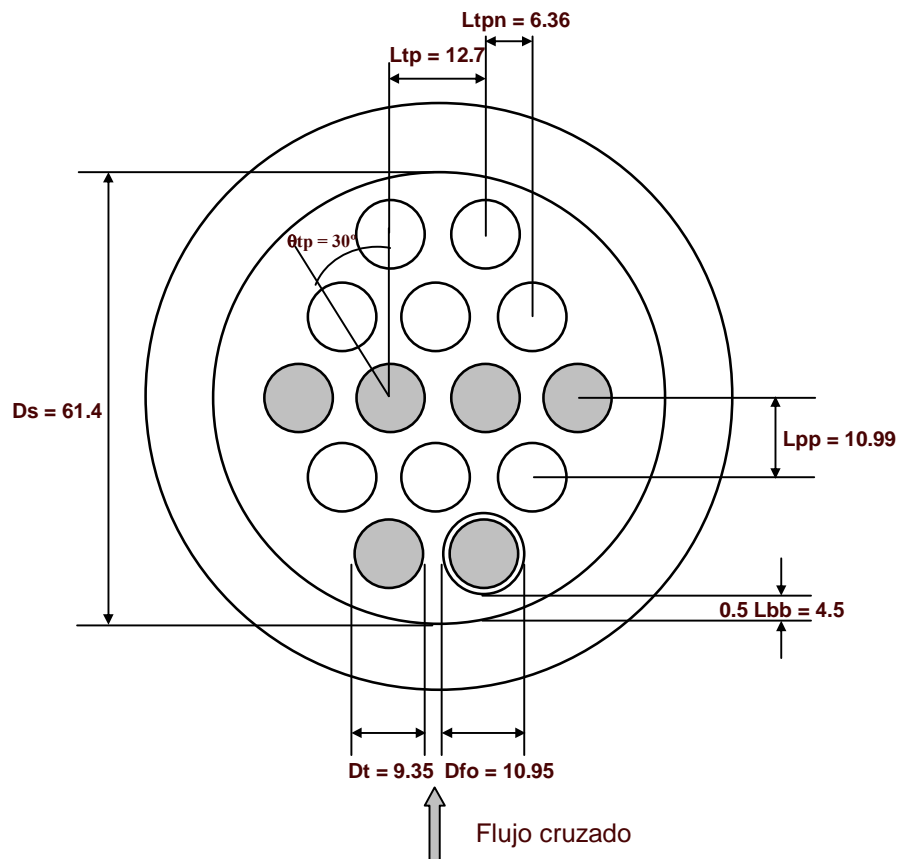
**Tabla 4.12 Geometría para diseño del evaporador**

Geometría del Condensador	Propuesta
Diámetro interno coraza	80.46
Número de hileras	5
Número de tubos	14
Arreglo de los tubos	Triangular 30°
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	12.7
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	12.7
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.35
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	1.53
Longitud del tubo (mm)	1200
Pasos por los tubos	1,2,3,4
Geometría de Aletas	
No. de aletas por cm	9.6
Separación de aletas $S_a$ (mm)	0.625
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.375
Diámetro de la aleta $D_a$ (mm)	11.125
Materiales	
Tubo y aletas	Aluminio
Coraza	Acero

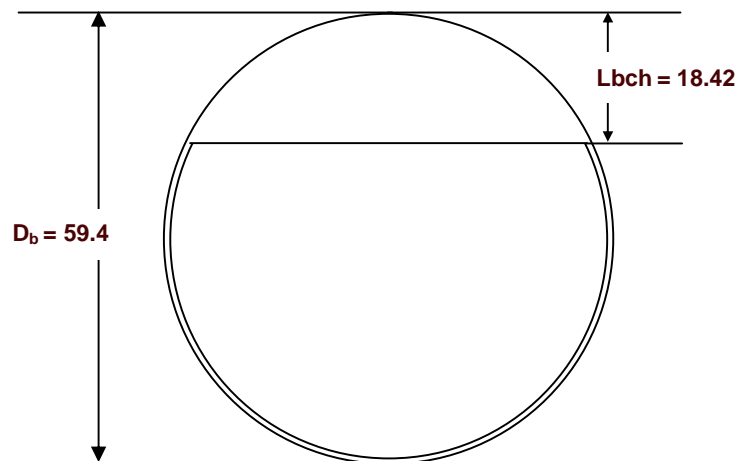
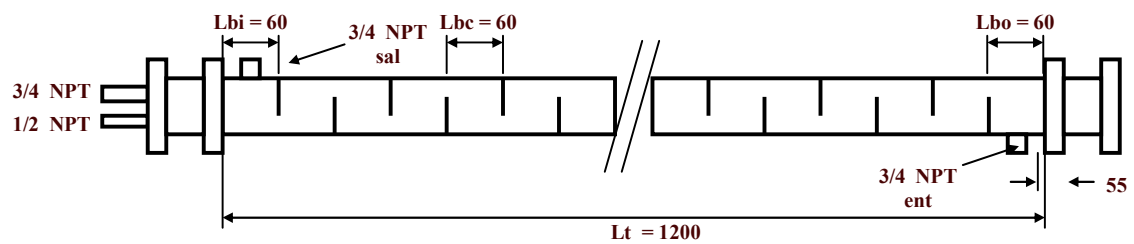
**Diseño del paquete del haz de tubos del evaporador**

## Nomenclatura

$D_{fo}$	Diámetro externo de la aleta
$D_s$	Diámetro externo de la coraza
$D_t$	Diámetro externo del tubo
$D_b$	Diámetro del bafle
$L_{bb}$	Distancia del claro entre tubos y coraza [en base a TEMA: $0.016+0.004D_s$ ]
$L_{bc}, L_{bi}, L_{bo}$	Espaciamiento de baffles, central, de entrada y de salida
$L_{bch}$	Altura del corte del bafle
$L_{fs}$	Espesor promedio de aleta
$L_{sb}$	Claro diametral entre diámetro interno de la coraza y el bafle [de acuerdo a TEMA $.0016+0.004D_s$ ]
$L_t$	Longitud de tubos
$L_{tb}$	Espacio diametral entre diámetro externo del tubo y el bafle ( $0.4 < L_{tb} < 0.7$ mm)
$L_{tp}$	Distancia entre centros de los tubos
$L_{tw}$	Espesor de la pared de los tubos
$N_b$	Número de baffles
$N_f$	Número de aletas por unidad de longitud de tubo
$N_{tt}$	Total de tubos en la coraza
$\theta_{tp}$	Ángulo de los tubos



Acotación: mm

**Especificación para el corte de los bafles****Especificación para el diseño de la coraza**

#### 4.10 Comparación de resultados teóricos y experimentales del evaporador

Al realizar las pruebas experimentales con el SEICC, acoplado al sistema de SRA-GAX, se operó el evaporador de tubos aletados diseñado a cargas térmicas de 4.1 kW y 7.1 kW. En la tabla 4.13 se presenta la comparación entre los valores numéricos y experimentales para ambas capacidades, se puede observar que para la capacidad de 7.1 kW, el calor numéricamente obtenido fue 9 % mayor que el experimental, mientras que la temperatura del refrigerante a la salida tuvo una desviación de 3.84 % y la del agua a la salida fue de 6.5 %, en tanto que la incertidumbre en la caída de presión en el refrigerante y agua fue de 3.8 %. Así el nivel de confianza máximo es menor al 9 % para este caso.

Para el caso de 4.1 kW la máxima incertidumbre se obtuvo en la predicción del calor transferido en el evaporador, siendo del orden de 10.6 %, en tanto que la menor desviación se presentó en la temperatura de refrigerante a la salida y fue de 3.57 %.

**Tabla 4. 13. Resultados numéricos ajustados contra experimentales del evaporador de tubos aletados y coraza, a capacidades de 7.1 kW y 4.1 kW**

Resultados	$T_{r,e}$ (°C)	$T_{r,s}$ (°C)	$m_r$ (kg/min)	$T_{ag,e}$ (°C)	$T_{ag,s}$ (°C)	$m_{ag}$ (kg/s)	$\Delta P_r$ (Pa)	$\Delta P_{ag}$ (Pa)	$Q$ (W)
<b>Capacidad de 7.1 kW</b>									
Numérico	(10.4)	15.6	(0.35)	(18.7)	11.12	(0.25)	2362	3321	7769
Experimental	10.4	16.2	0.35	18.7	11.75	0.25	2457	3570	7123
Desviación (%)	0	3.84	0	0	6.5	0	3.8	6.9	9.1
<b>Capacidad de 4.1 kW</b>									
Numérico	(11.3)	16.8	0.18	(19.1)	12.21	(0.16)	2024	3072	4526
Experimental	11.3	17.4	0.18	19.1	12.87	0.16	2187	3219	4096
Desviación (%)	0	3.57	0	0	5.5	0	4.4	8.1	10.6

Los parámetros representados en la tabla son:

- $Q$  Calor transferido
- $T_{r,e}$  Temperatura del refrigerante a la entrada
- $T_{r,s}$  Temperatura del refrigerante a la salida
- $T_{ag,e}$  Temperatura del agua a la entrada
- $T_{ag,s}$  Temperatura del agua a la salida
- $m_r$  Flujo másico de refrigerante
- $m_{ag}$  Flujo másico de agua
- $\Delta P_r$  Diferencia de presión en el refrigerante
- $\Delta P_{ag}$  Diferencia de presión en el lado de agua

#### 4.11 Resultados experimentales del evaporador de placas

El evaporador de placas de 15 kW, descrito en el capítulo 3, fue instalado en el SEICC para ser operado durante las pruebas experimentales con el SRA-GAX, para obtener su caracterización.

En la tabla 4.13 se presentan los valores obtenidos experimentalmente con el evaporador de placas al operarlo a 6.75 kW y 4 kW, para un área total de transferencia de calor de 0.6 m<sup>2</sup>.

**Tabla 4.14. Resultados experimentales del evaporador de placas, a capacidades de 6.7 kW y 4 kW**

Valor	$T_{r,e}$ (°C)	$T_{r,s}$ (°C)	$m_r$ (kg/m)	$T_{ag,e}$ (°C)	$T_{ag,s}$ (°C)	$m_{ag}$ (kg/s)	$\Delta P_r$ (Pa)	$\Delta P_{ag}$ (Pa)	$U$ (W/m <sup>2</sup> )	$Q$ (W)
<b>Capacidad de 6.75 kW</b>										
<b>Exper.</b>	10.98	16.44	0.35	17.92	11.52	0.25	3296	3941	11231	6739
<b>Capacidad de 4 kW</b>										
<b>Exper.</b>	11.89	18.22	0.18	19.1	12.87	0.16	3026	3312	6810	4086

## Referencias

- **Cavallini, A., Zecchin, R. (1971).** “Proc. 13<sup>th</sup> Int. Congress Refrigeration, Washington, D.C.”
- **Garimella, S., Lancy, D., Stout, R. E. (1994).** “Investigation of Triple-Effect Cycle Absorption Heat Pumps for Light commercial Applications”, Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications, AES-Vol. 32, ASME, 1994.
- **Gómez, V. H. (2002).** “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.
- **Gómez, V. H., Best, R., Garcia-Valladares, O. (2004).** “Análisis y selección de intercambiadores de calor compactos, para sistemas de refrigeración solar”. Semana nacional de energía solar; Asociación Nacional de Energía Solar, Octubre de 2004, Guanajuato, Gto. México.
- **Gungor, K. E., Winterton, R. H. S. (1986).** “A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 19, No. 3, pp. 351-358.
- **Hogan (1980).**
- **Kandlikar, S. G. (1987).** “A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators”. J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 996-972.
- **Kays, W. M., London, A. L. (1984).** “Compact Heat Exchangers” 3a Edition, Editorial Mc Graw-Hill, Inc. U.S.A.
- **Shah, M. M. (1982).** “Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. ASHRAE \_Trans., Vol. 88,, pp. 185-196.
- **Shah, M. M. (1979).** “A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes”. International Journal of Heat and Mass Transfer 22: pp.547-556.
- **Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., Baron, A. B. (1972).** “Forced convection condensation inside tubes”. A heat transfer equation for condenser design. ASHRAE Trans. 79 157-165.
- **Velázquez, N. L., Best, R. (2002).** “Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy”. Applied Thermal Engineering, 22, pp. 1089-1103.



## CAPÍTULO 5

### Diseño y construcción del sistema experimental y experimentación con el sistema GAX operado con aceite térmico

#### Resumen

*En este capítulo se describe a detalle el diseño y construcción de un sistema para pruebas experimentales de intercambiadores de calor compactos (SEICC), con la flexibilidad técnica necesaria para poderlo acoplar posteriormente a un sistema de refrigeración por absorción GAX (SRA-GAX), además de concluir la instalación y acondicionamiento del prototipo experimental GAX, antes mencionado y diseñado por (Velázquez, 2002). También se describen las pruebas experimentales realizadas con ambos sistemas, haciendo énfasis en las operaciones de arranque, estabilización y paro del sistema global, así como de los resultados experimentales obtenidos.*

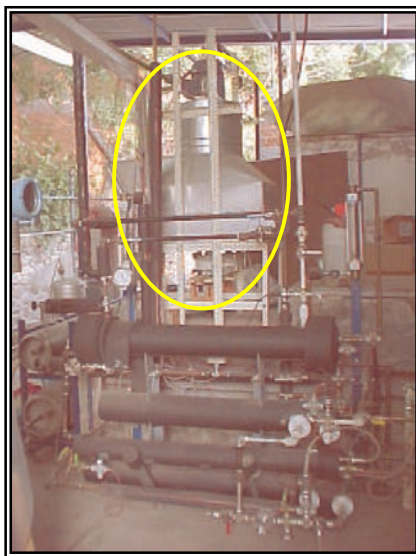
#### 5.1 Descripción del sistema general de pruebas experimentales

El sistema general de pruebas, consiste en la integración de dos sistemas principales, el primero es un sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX (SRA-GAX) y el segundo es el sistema para pruebas experimentales de intercambiadores de calor compactos (SEICC), ambos sistemas requieren para su funcionamiento de otros tres subsistemas auxiliares, el primero es un subsistema de aceite térmico, que aporta el calor necesario para que el sistema de refrigeración pueda operar; el segundo es el sistema de producción de agua helada, que suministra agua al evaporador para producir el agua helada cercana a 10 °C para su utilización; el tercero es un subsistema de suministro de agua para remoción del calor de condensación del sistema general, este sistema es opcional y se elimina cuando los equipos condensador y columna absorbedor operan con aire como fluido de enfriamiento. Estos subsistemas se describirán más adelante, en este capítulo.

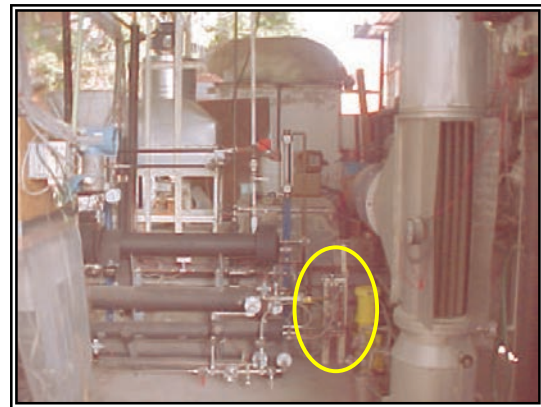
#### 5.2 Diseño del sistema experimental para evaluar intercambiadores de calor compactos SEICC

Para evaluar los condensadores y evaporadores diseñados en el capítulo 4 de este trabajo y obtener los datos experimentales necesarios para validar los modelos utilizados para la simulación de los mismos, se diseñó y construyó el SEICC en la plataforma del laboratorio de refrigeración y bombas de calor del CIE-

UNAM. El sistema de pruebas tiene la robustez y flexibilidad necesaria para poder interconectar hasta tres diferentes evaporadores y condensadores a la vez y poderlos operar de manera paralela, es decir poder utilizar cualquiera de los tres equipos instalados de manera independiente. El SEICC esta conformado por tres evaporadores; dos de tubos aletados y uno de placas, dos condensadores; uno de tubos de alto aletado, enfriado con aire y uno de tubos con bajo aletado enfriado con agua y un preenfriador de tubos con bajo aletado, los equipos están soportados por postes horadados de altura variable anclados a la superficie de la plataforma. Este sistema se muestra en la figura 5.2 (a) y (b). El sistema cuenta con los instrumentos de medición y control necesarios para operarlo apropiadamente y obtener la información para los análisis posteriores. El diseño y construcción de este sistema se realizó en cinco etapas que a continuación se describen.



(a)

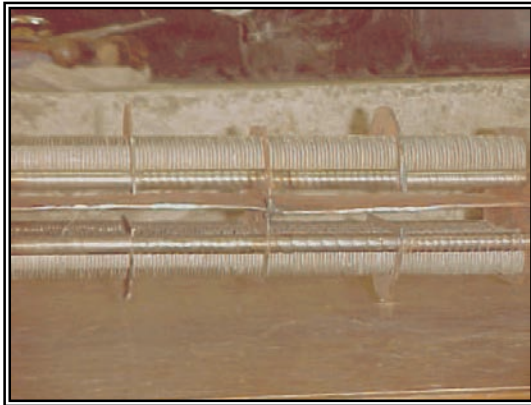


(b)

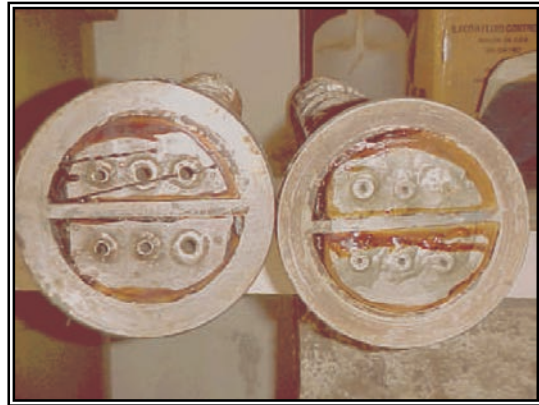
**Figura 5.2 (a) y (b) Vistas de los evaporadores y condensadores instalados en el SEICC**

### **5.2.1 Construcción del sistema para pruebas de intercambiadores de calor SEIC**

En esta etapa se llevó a cabo la inspección y armado de los condensadores y evaporadores diseñados, con la finalidad de constatar la correcta construcción de los equipos conforme al diseño mecánico proporcionado al fabricante y corregir las anomalías detectadas; eliminar rebabas de metal sobre las entradas de los tubos y reemplazar los sellos por unos apropiados para trabajar con refrigerante amoniaco como se muestra en la figura 5.2.1 (a) y (b). Enseguida se instalaron los condensadores y evaporadores, así como del preenfriador, en forma de torreta (rack) como se aprecia en la figura 5.2.1 (c) y (d).



(a)



(b)

**Figura 5.2.1 (a) Vista del haz de tubos aletados del preenfriador y (b) Corte de las bridas espejo del evaporador y preenfriador**



(c)



(d)

**Figura 5.2.1 (c) y (d) Montaje de los intercambiadores de calor del SEICC**

Los equipos están interconectados por tuberías de acero al carbón cedula 40 sin costura para suministro y retorno de amoníaco y de la mezcla amoníaco-agua como se muestra en la figura 5.2.1 (e) y (f). Las líneas que conducen vapor refrigerante son de  $\frac{3}{4}$ " y las que conducen líquido son de  $\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal, estas tuberías se fabricaron a la medida con cuerdas NPT estandarizadas y en algunas secciones de flujo se utilizaron mangueras de teflón con refuerzo de acero inoxidable 316 y conector girable, para minimizar los esfuerzos de tensión así como vibraciones y facilitar el conexionado final. El desvío de las corrientes para operar cualquiera de los equipos instalados, se realiza en los cabezales

distribuidores del sistema, por medio de válvulas de esfera como se aprecia en la figura 5.2.1 (g).

Para regular los flujos de refrigerante y mezcla amoniaco-agua, se utilizan válvulas de aguja, en tanto que válvulas de mariposa son empleadas para regular los flujos de agua. También se diseñaron y maquinaron las mirillas de paso para visualización de los flujos y los conectores especiales en acero inoxidable para el montaje de los instrumentos de medición ambos accesorios se muestran en la figura 5.2.1 (h).

Los sellos de las cabezas-espejo de todos los intercambiadores, así como los de las tuercas unión y bridas de acople fueron fabricados con material Blue Gard 3300 sin asbesto de Garlock en 1/16" de espesor, el cual es compatible con el amoniaco y puede trabajar a condiciones de hasta de 60 bar y 380°C.

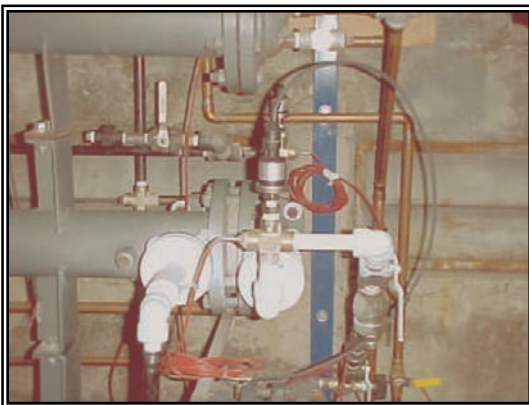


(e)

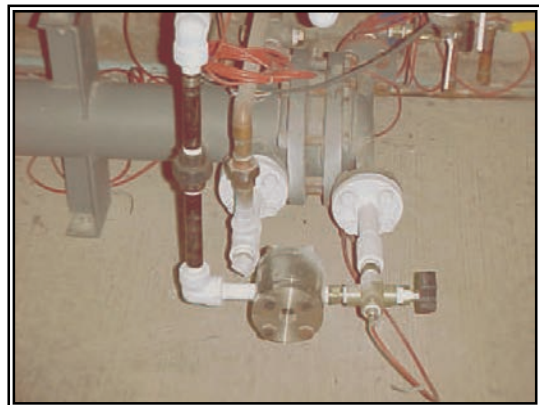


(f)

**Figura 5.2.1 (e) y (f) Líneas de conexión de los intercambiadores y (f) líneas de llegada y retorno de vapor refrigerante al sistema**



(g)



(h)

**Figura 5.2.1 (g) Cabezal distribuidor de refrigerante para los intercambiadores y (h) mirillas de paso y conectores para montaje de instrumentos de medición**

### 5.2.2 Instrumentación del SEICC

En la actualidad existen instrumentos de medición electrónicos, con características superiores a los análogos, que ayudan a mejorar la precisión de las mediciones y facilitan su registro y análisis, por lo tanto es importante seleccionar los instrumentos de medición más apropiados a las necesidades del experimento y al grado de fineza que se requiera.

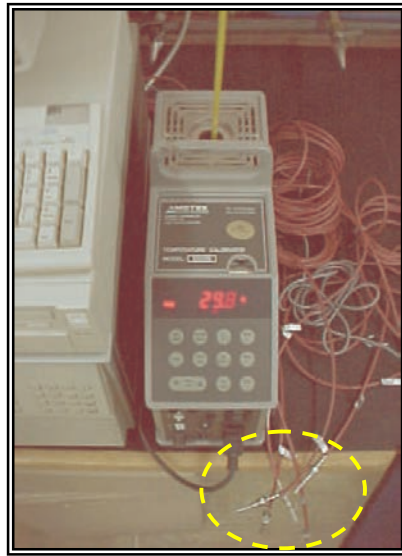
Para evaluar el comportamiento termodinámico y de fluido dinámico de los condensadores y evaporadores instalados, se requirió la medición de la temperatura, presión y flujo másico, a la entrada y la salida de las corrientes frías y calientes de cada equipo. Con estas variables primarias, fue posible determinar el resto de las variables termofísicas de los fluidos de trabajo; entalpía, entropía, poder calorífico, conductividad térmica, densidad y viscosidad, empleadas en los cálculos para la solución de los modelos empleados en la simulación y el diseño de los intercambiadores y en los balances de materia y energía correspondientes. Además de estas variables, para validar los modelos, también fue necesario conocer la caída de presión de cada intercambiador, así como la concentración de amoníaco que entra al sistema experimental.

Los instrumentos de medición que se emplearon en SEICC, fueron seleccionados en base a los siguientes aspectos [Gómez, 2000].

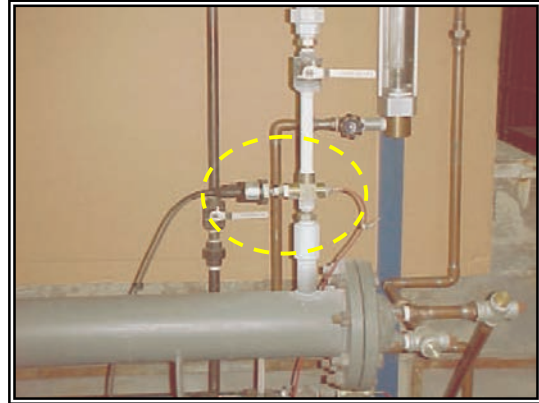
- a) Naturaleza de los fluidos de trabajo
  - Fluidos corrosivos
  - Fluidos estáticos o en movimiento
- b) Rangos de operación de los medidores
  - Rangos mínimos y máximos de trabajo
- c) Tipo de señal de salida
  - Toma de datos automática, salida electrónica de la señal
  - Toma de datos manual, instrumentos visuales
- d) Características del instrumento
  - Precisión, exactitud, repetibilidad, linealidad y resolución
  - Costo del instrumento.

#### Sensores para medición de la temperatura

Los instrumentos seleccionados para la medición de la temperatura en los equipos fueron los sensores RTD (Resistance Temperature Difference) que se muestran en la figura 5.2.2 (a). La medición de temperatura se hizo en 15 puntos estratégicos del SEICC, los sensores fueron instalados por medio de conectores especialmente maquinados para colocarse en los conectores tipo cruz de acero al carbón zincado, dispuestos sobre las tuberías de proceso y que se aprecian en la figura 5.2.2 (b).



(a)



(b)

**Figura 5.2.2 (a) Sensores de temperatura RTD y (b) conector tipo cruz para montaje sensores de temperatura y presión**

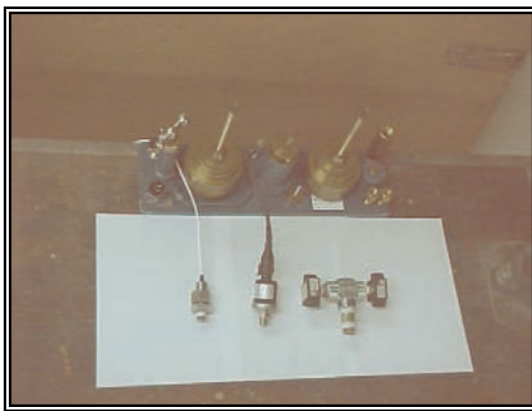
### Descripción del instrumento

Los sensores RTD o PT-100, miden la temperatura en función de la variación de la resistencia eléctrica de su material de construcción, al experimentar cambios de temperatura. Por lo general la resistencia eléctrica aumenta con el incremento de temperatura. Los RTD utilizados son tipo PT-100, por su material de construcción (Resistencia de Platino de 100 Ohm), estos medidores tienen bulbo de 1" de longitud con 1/8" de diámetro y conexión a proceso de 1/2" NPT macho. Los sensores de temperatura RTD, poseen las siguientes características.

- Sensor tipo PT-100
- Rango de temperatura: De  $-180^{\circ}$  a  $520^{\circ}$  °C
- Presión de operación: Hasta 50 bar
- Material del cuerpo: Acero inoxidable 316
- Tiempo de respuesta: 0.3 segundos
- Exactitud:  $\pm 0.2^{\circ}$  °C, de la medición

### Sensores para la medición de presión

Para la medición de la presión fueron seleccionados dos tipos de medidores, transmisores electrónicos de presión y manómetros de carátula. Los transmisores electrónicos se instalaron en los mismos conectores cruz utilizados para los medidores de temperatura, pero del lado opuesto a los sensores de temperatura, mientras que los manómetros visuales se colocan a la entrada de cada condensador y salida de cada evaporador. Los transmisores utilizados son marca Cole Parmer y Omega Inc, en tanto los manómetros son marca Ashcroft y presentan en la figura 5.2.2 (c) y (d) respectivamente. En total se instalaron 8 transmisores electrónicos de presión y 4 manómetros en los puntos de seleccionados del SEICC.



(c)



(d)

**Figura 5.2.2 (c) Transmisores de presión instalados en el sistema y (d) manómetros utilizados para inspección visual de la presión**

### Descripción del instrumento

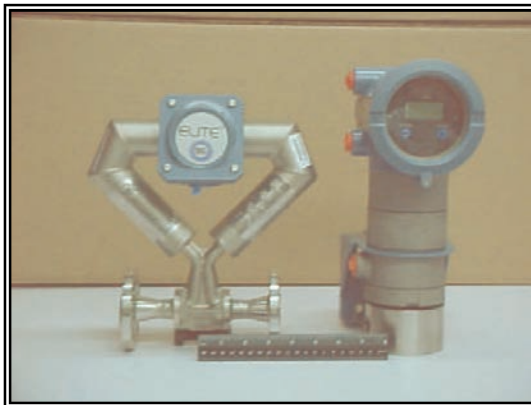
Los transmisores electrónicos de presión son instrumentos que transforman las lecturas de presión en señales de corriente o voltaje y están conformados por un medidor de esfuerzos y un amplificador que acondiciona la señal de salida. Los transmisores utilizados tienen las siguientes características.

- Transductor de presión marca Cole Parmer, modelo CPI68848-14
- Rango de presión: de 0 a 500 psi
- Temperatura de operación: de -40 a 100 °C
- Material del cuerpo: Acero inoxidable 316
- Conexión a proceso: ¼" NPT macho
- Señal de salida: 4 a 20 mA
- Alimentación: 10 a 30 VCD
- Exactitud:  $\pm 1\%$  de la medición en todo el rango

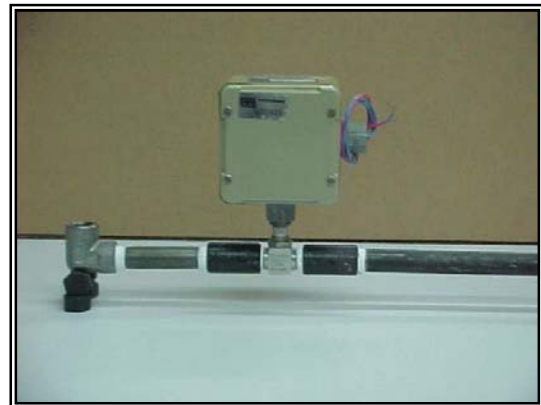
- Transductor de presión marca Omega Inc. modelo EA-200
- Rango de presión: de 0 a 200 psi
- Temperatura de operación: de -40 a 80 °C
- Material del cuerpo: Acero inoxidable 316
- Conexión a proceso: ¼" NPT macho
- Señal de salida: 0 a 5 VCD
- Alimentación: 10 a 12 VCD
- Exactitud:  $\pm 1\%$  de la medición

### Sensores para medición del flujo másico y volumétrico

Para medir el flujo másico de refrigerante que circula a través de los condensadores y evaporadores, se emplearon dos tipos de sensores electrónicos de flujo, un sensor de flujo por efecto Coriolis que se presenta en la figura 5.2.2 (e) y un sensor electromagnético tipo turbina mostrado en la figura 5.2.2 (f), mientras que para medir el caudal de agua que circula por el evaporador y el condensador se emplearon 2 rotámetros de vidrio, con protección de acrílico.



(e)



(f)

**Figura 5.2.2 (e) Sensor de flujo por efecto Coriolis de alta precisión y (f) sensor de flujo tipo turbina**

### Descripción del instrumento

Los sensores por efecto Coriolis permiten la medición de flujo másico o volumétrico, densidad y temperatura de líquidos y gases sin requerir de equipo adicional, ni cálculos manuales. Estos medidores no tienen partes móviles en su interior, requieren mínimo mantenimiento y presentan una caída de presión muy baja. El sensor de flujo másico por efecto Coriolis funciona aplicando una fuerza de vibración a un tubo curvado a través del que pasa el fluido. El efecto Coriolis

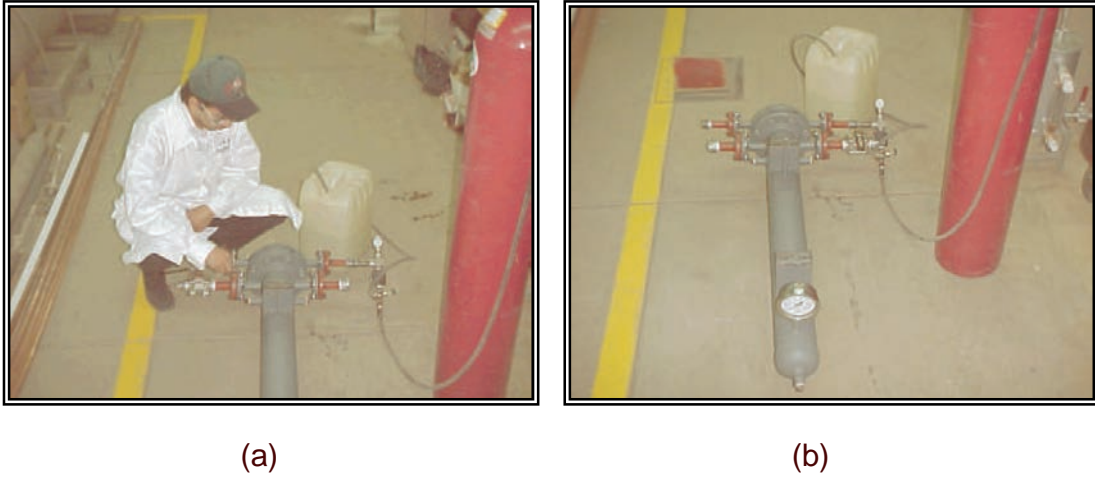


crea una fuerza en el tubo perpendicular a ambas direcciones, la de vibración y la dirección de la corriente, esta fuerza se mide para obtener el flujo másico. Los medidores de flujo electromagnéticos tipo turbina, basan su funcionamiento en una turbina imantada que al girar corta un campo magnético, generando una señal de frecuencia que es proporcional a la velocidad del fluido que pasa a través de ella. Los sensores de flujo utilizados poseen las siguientes características.

- Sensor por efecto Coriolis, marca Micromotion Elite, Modelo, CMF025M313NRAUSZZZ, con transmisor remoto modelo 2700C11BUSZZZ
  - Rango de flujo: de 0 a 20 kg/min
  - Temperatura de operación: hasta 160 °C
  - Material del cuerpo: Acero inoxidable 316
  - Conexión a proceso: Brida ANSI-150 con rosca de ½" NPT hembra
  - Señal de salida: 4 a 20 mA
  - Alimentación: 10 a 30 VCD o 120 VCA
  - Exactitud:  $\pm 0.1$  % de la medición
- 
- Sensor electromagnético tipo turbina, marca Flow Tchnology, Modelo, FT4-8NEXW-LEG-5, con transmisor modelo TWA-5
  - Rango de flujo: de 0.3 a 11 kg/min.
  - Temperatura de operación: hasta 140 °C
  - Material del cuerpo: Acero inoxidable 316 y 430 F
  - Conexión a proceso: ½" NPT macho
  - Señal de salida: 4 a 20 mA
  - Alimentación: 10 a 30 VCD
  - Exactitud:  $\pm 0.5$  % de la medición

### 5.2.3 Prueba de fugas en el SEICC

Después de ensamblar los intercambiadores de calor y corregir las anomalías detectadas, se realizó la prueba de fugas, que consistió en inyectar a cada intercambiador una pequeña cantidad de amoniaco y posteriormente gas nitrógeno hasta alcanzar presiones 50 % superiores a las de trabajo. Las fugas fueron detectadas por medio de mechas de hilo de algodón recubiertas con azufre, debido a que el vapor de amoniaco reacciona en presencia del azufre, formando humo color blanco, lo que hace visible el sitio exacto donde existe una fuga. Las pequeñas fugas fueron detectadas y corregidas. Las figuras 5.2.3 (a) y (b) muestran el procedimiento para pruebas de fugas en los intercambiadores.



**Figura 5.2.3 (a) prueba de fugas con mechas de azufre y (b) vaciado de los equipos después de realizar prueba**

#### 5.2.4 Colocación de aislamiento a los equipos y líneas de flujo

Después de instalar los intercambiadores y realizar las pruebas de fugas correspondientes se colocó aislamiento Armaflex de  $\frac{3}{4}$ " de espesor, a los condensadores, evaporadores, líneas de refrigerante y líneas de agua, como se muestra en las Figuras 5.2.4 (a), (b), (c) y (d).





**Figura 5.2.4 (a) y (b) Aplicación del aislamiento a los intercambiadores de calor, (c) y (d) colocación del aislamiento en las tuberías del sistema**

### **5.2.5 Carga de refrigerante en el sistema experimental**

Al momento de concluir la instalación de los condensadores y evaporadores del SEICC, se determinó que el volumen del refrigerante que circularía entre las columnas sería insuficiente, ya que se agregaron más tuberías de proceso y nuevos equipos, por lo que fue necesario cargar más amoníaco por el condensador, para compensar el refrigerante que estaría circulando por las nuevas líneas y para comenzar el proceso de evaporación inmediatamente después de estabilizarse el sistema global. Se realizó un cálculo para estimar la cantidad de amoníaco que habría de agregarse, considerando el volumen del condensador y la carga de refrigeración del SRA-GAX. Se cargó una tercera parte del volumen del condensador y durante las pruebas experimentales se verificó la cantidad correcta para obtener la concentración inicial de diseño. En la figura 5.2.5 se muestra el dispositivo y el proceso de llenado.



**Figura 5.2.5 Carga de amoníaco en el condensador del SEICC**

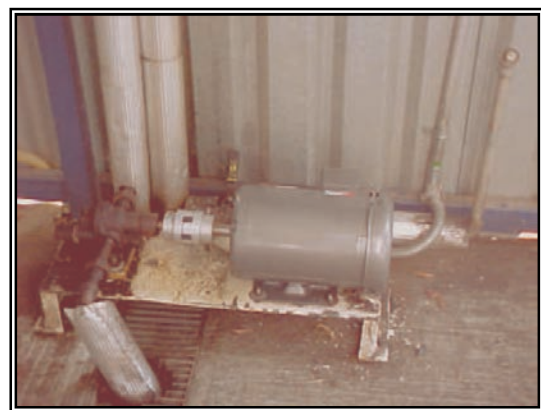
### 5.3 Subsistema de aceite térmico

Este subsistema se encarga de suministrar la energía térmica al SRA-GAX, mediante un aceite térmico (Mobil Therm 603) y se muestra en la figura 5.3 (a). El subsistema consta de un termotanque de almacenamiento, con capacidad de 150 lt de aceite, el cual esta equipado con una resistencia eléctrica de 4 elementos de 24 kW, una bomba de engranes con sellos especiales de vitón, para alta temperatura, la cual es accionada por un motor de velocidad variable de 2 HP marca Baldor que se aprecia en la figura 5.3 (b), el cual es controlado por un inversor de frecuencia marca Yaskawa, que se muestra en la figura 5.3 (c), y un circuito de tuberías de acero galvanizado de ½" de diámetro nominal. El subsistema se controla automáticamente por medio de un pirómetro digital marca Termacron, conectado a un contactor magnético y a un termopar tipo J, calibrado, los cuales se muestran en la figura 5.3 (d). Con el control automático, se fija la temperatura de trabajo y el control se encargara de mantenerla constante, durante el periodo de pruebas. El subsistema cuenta además con:

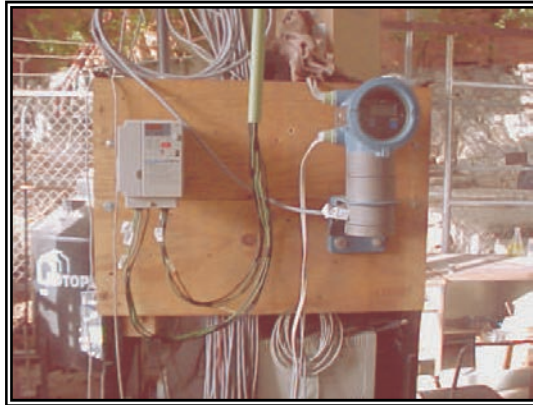
- Un rotámetro para alta temperatura calibrado, que permite medir el flujo volumétrico de aceite térmico que se suministra al generador del SRA-GAX.
- Un by pass para recirculación y suministro de aceite térmico al generador.
- Una columna de vidrio templado con válvulas de nivel, para conocer el volumen que se encuentra en el termotanque.
- Tres válvulas de mariposa y tres de esfera, para el ajuste fino del flujo volumétrico de aceite.
- Un filtro colocado a la succión de la bomba, para evitar el paso de cuerpos sólidos e impurezas.
- Una protección eléctrica, por medio de pastilla termomagnética.



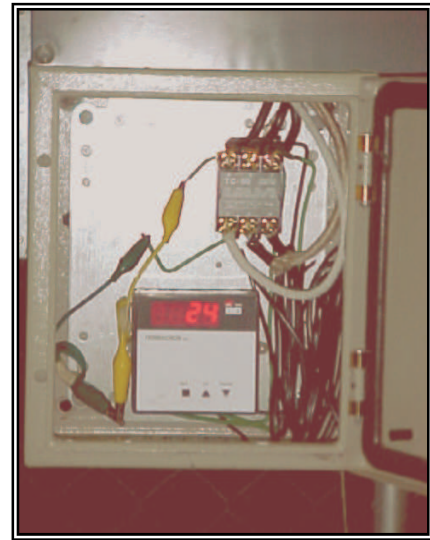
(a)



(b)



(c)



(d)

**Figura 5.3 (a) Vista del subsistema de aceite de calentamiento, (b) Bomba de engranes con motor de velocidad variable, (c) inversor de frecuencia para control del flujo de aceite y (d) control de temperatura del termotanque**

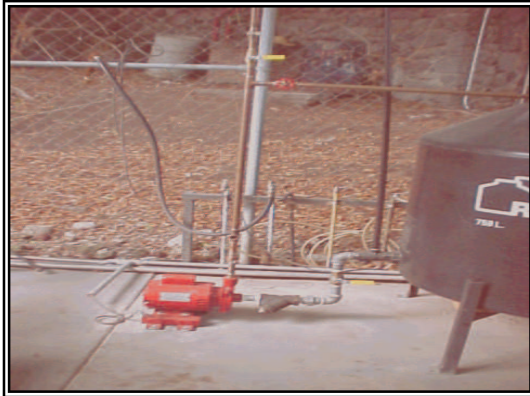
#### 5.4 Subsistema de producción de agua helada

En los equipos de enfriamiento de agua llamados “chillers” el agua que se utiliza para enviarse a la manejadora de aire entra a temperaturas cercanas a 10 °C y sale a una mayor temperatura de aproximadamente 16 °C; por tal razón, para realizar las pruebas experimentales se diseñó y construyó un subsistema que simula las condiciones que tendríamos, si se contara con la manejadora de aire, y poder elevar la temperatura del agua enfriada en el evaporador del SEICC, una vez que este se trabaje acoplado al SRA-GAX.

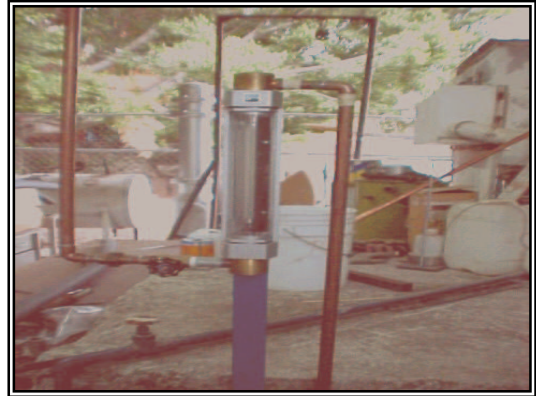
El sistema de producción de agua helada, consta de un tanque de almacenamiento con capacidad para 1100 lt de agua, equipado con una resistencia eléctrica de 7.5 kW, una bomba centrífuga con sellos de teflón, que es accionada por un motor de ½ hp de capacidad y un circuito de tuberías de cobre de ¾” de diámetro nominal. La figura 5.4 (a) muestra el subsistema de producción de agua helada. El subsistema se controla automáticamente por medio de un pirómetro digital marca Termacron, conectado a un contactor magnético y a un termopar tipo J, calibrado, los cuales se muestran en la figura 5.4 (c) y (d). El subsistema cuenta además con:

- Un rotámetro calibrado, que permite medir el flujo volumétrico de agua, el cual se muestra en la figura 5.4 (b).
- Un by pass para recirculación y suministro de agua a los evaporadores del SEICC.

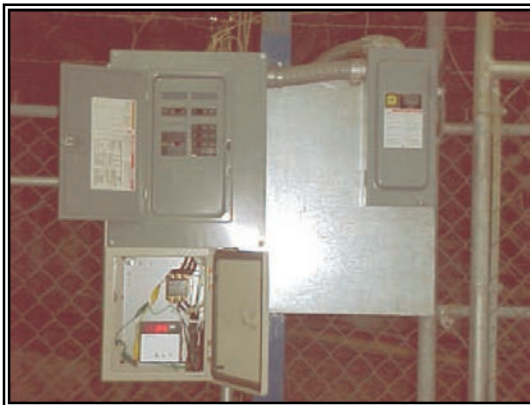
- Tres válvulas de mariposa y tres de esfera, para el ajuste fino del flujo volumétrico.
- Un filtro colocado a la succión de la bomba, para evitar el paso de cuerpos sólidos e impurezas.



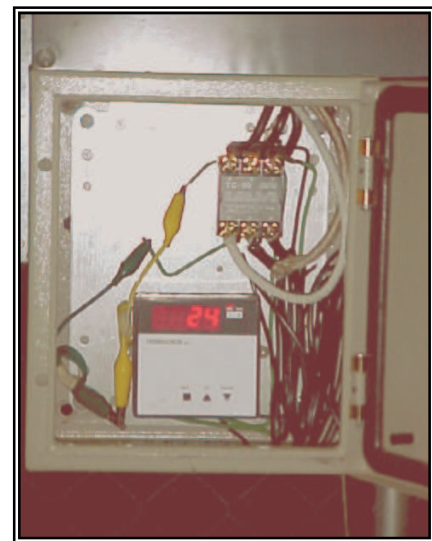
(a)



(b)



(c)



(d)

**La figura 5.4 (a) Vista del subsistema de producción de agua, (b) rotámetro para medición del flujo de agua, (c) y (d) control automático de la temperatura del subsistema**

## 5.5 Calibración de los instrumentos de medición

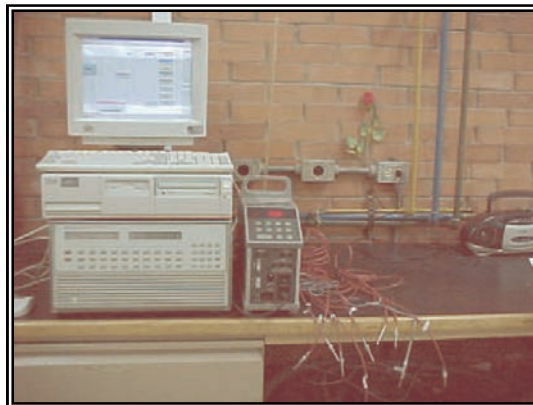
La calibración de los instrumentos de medición es muy importante en la caracterización y evaluación de prototipos, ya que con esta se puede tener la confianza de que los datos obtenidos serán lo más aproximados a la realidad.

Por lo general cuando se adquieren instrumentos de medición, los fabricantes proporcionan la información de calibración que ellos realizan, sin embargo no siempre se puede utilizar esta información, debido a que las condiciones y fluidos que ellos emplean son muy distintos de los que se requieren en los sistemas de estudio. Para reducir la incertidumbre, en las mediciones de los instrumentos seleccionados, es necesario someterlos a una calibración rigurosa, con los fluidos de trabajo y las condiciones de operación a las que estarán sometidos.

La calibración consiste en comparar las mediciones del instrumento a calibrar contra las mediciones de un estándar primario con mayor exactitud que la del instrumento a calibrar, lo que hace posible generar las ecuaciones de calibración, que permiten validar los valores registrados por el instrumento. Los detalles de las técnicas de calibración que se describen a continuación y que fueron empleadas para la calibración de los instrumentos de medición seleccionados, están reportadas en (Gómez 2000).

### Calibración de los sensores de temperatura

La calibración de los sensores de temperatura se realizó, utilizando un calibrador electrónico de temperatura, marca Ametek Jofra Inst, Modelo D555E, que se muestra en la figura 5.5 (a). Los incrementos de temperatura fueron de 5 °C, comenzando desde 0 °C.

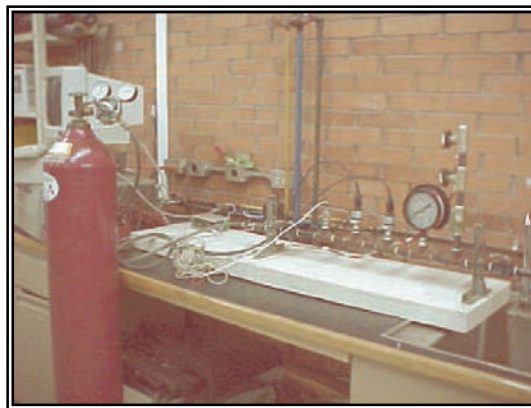


(a)

**Figura 5.5 (a) Equipo para calibración de de sensores de temperatura**

### Calibración de los sensores de presión

En la calibración de los transductores de presión, se utilizó un sistema mostrado en la figura 5.5 (b), que consta de un cabezal donde se instalan los sensores, un sensor patrón marca Endress Hauser, modelo KV-50, con rango de presión de 0 a 50 bar, y exactitud de  $\pm 0.1$  bar de la medición. El sistema es presurizado con gas de un tanque provisto con regulador, y válvula de control. La calibración consistió en hacer un barrido de presión en el rango de interés de 0 a 20 bar, registrando la señal de salida de cada instrumento, obteniendo las ecuaciones de calibración de cada sensor.



(b)

**Figura 5.5 (b) Equipo para calibración de sensores de presión**

### Calibración de los sensores de flujo

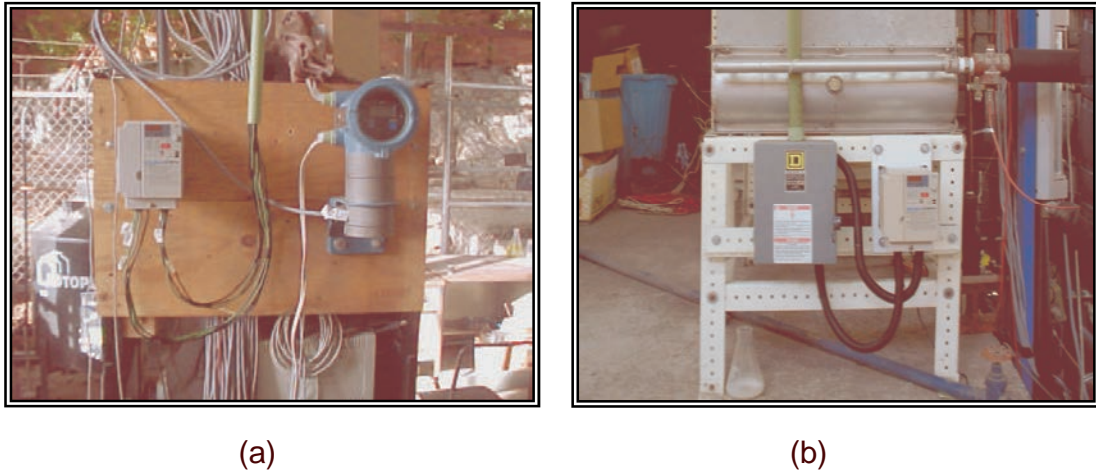
Para la calibración de los medidores de flujo, se utilizó un sistema cerrado, compuesto por dos tanques con capacidad de 6 litros, una bomba de rodillos, un indicador de nivel. Uno de los tanques está equipado con una resistencia eléctrica, controlada por un pirómetro, y un by pass con 5 válvulas, dos de tipo esfera, y dos de aguja para el ajuste fino del flujo. En el cabezal principal se encuentra instalado un sensor patrón que en este caso es el sensor por efecto de Coriolis mostrado en la figura 5.5 (c). Al igual que con los otros instrumentos, la calibración se realiza ajustando flujos en el rango de trabajo especificado y se registran tanto las señales de salida del sensor patrón, como la señal del sensor a calibrar, obteniendo las ecuaciones de calibración de los sensores seleccionados.

## 5.6 Implementación de equipos para control del sistema global

Para una mejor operación y control del SEICC y del SRA-GAX, se implementaron algunos dispositivos electrónicos, que permiten controlar de



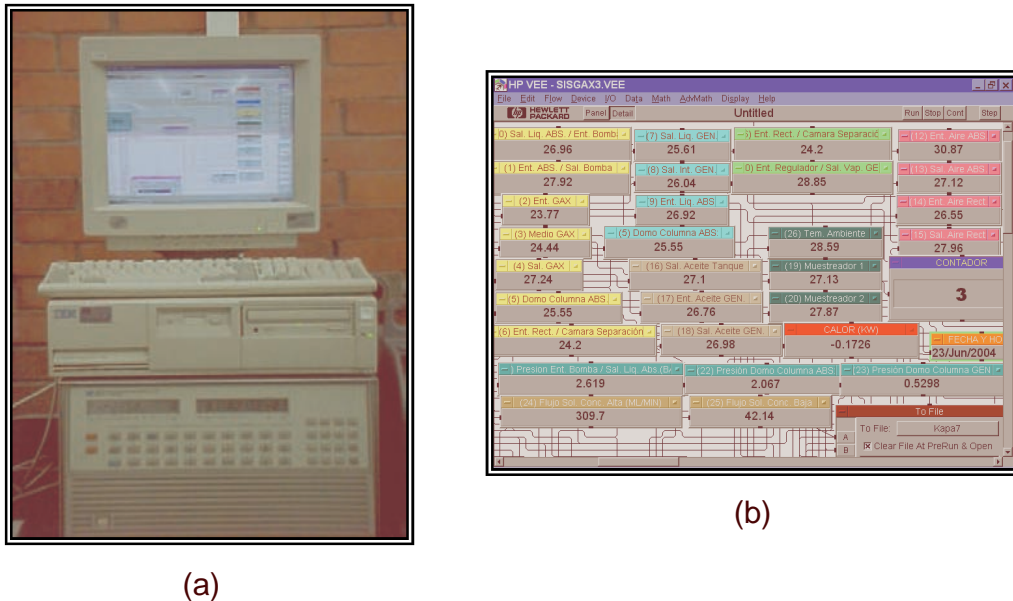
manera automática el flujo de aire que circula por el condensador enfriado con aire y el flujo volumétrico de aceite, que se suministra a la columna generador del SRA-GAX, para lo cual se instalaron dos inversores de frecuencia marca Yaskawa, que se muestran en la figura 5.6 (a) y (b). Estos dispositivos se accionan fácilmente desde el programa general de adquisición de datos, descrito en el siguiente apartado.



**Figura 5.6 (a) Inversor de frecuencia de la bomba de aceite térmico y (b) variador de frecuencia del condensador enfriado con aire**

### 5.7 Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos (SAD) permitió hacer más eficiente el registro, almacenamiento y procesamiento de las variables proporcionadas por los distintos instrumentos de medición instalados en el sistema global, durante su operación. Para realizar el monitoreo de forma automática, se utilizó un adquisidor de datos marca Hewlett Packard, modelo HP 3852A, el cual tiene capacidad de soportar hasta 100 instrumentos de medición, en 5 tarjetas multiplexoras de 20 canales modelo HP 38905A y dos tarjetas de entrada y salida de señal análoga-digital modelo HP 30907A, empleadas para los dispositivos de control. El adquisidor fue conectado a una computadora de escritorio, como controlador del sistema. Las rutinas para registro, almacenamiento y procesamiento de las mediciones, se desarrollaron con el lenguaje de programación HP Vee versión 6.0, desarrollado por Hewlett Packard. Este SAD, también fue utilizado en la calibración de los instrumentos de medición. En la figura 5.8 (a) y (b), se muestran el SAD y la pantalla del arreglo visual de los registros, respectivamente.



**Figura 5.8 (a) Vista del sistema general de adquisición de datos y (b) pantalla del arreglo visual de los registros de las variables**

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

- 40 sensores de temperatura RTD, tipo PT-100
- 12 sensores de presión, 8 con señal de 4 a 20 mA y 4 con señal de 0-5VCD
- 3 sensores de flujo, con señal de salida e 4 a 20 mA
- 1 medidor de densidad, con señal de salida de 4 a 20 mA
- 2 inversores de frecuencia Yaskawa, con señal de entrada de 0 a 10 VCD

### 5.8 Verificación de la operación adecuada del SRA-GAX con el SEICC

Antes de operar el sistema de refrigeración por absorción GAX con los intercambiadores de calor integrados, se verificó que los equipos con los que ya se contaba, estuvieran funcionando correctamente, sólo se detectó una fuga en una mirrilla de paso que se ubica entre la columnas absorbedor y generador, pero se desmontó y se reparó. Después de verificar el estado adecuado del generador, absorbedor, tuberías de flujo, válvulas e instrumentos de medición del SRA-GAX se iniciaron las pruebas experimentales preliminares, únicamente con las columnas generador-rectificador y absorbedor GAX, para sensibilizarse con el equipo, aprender el procedimiento de arranque, estabilización y paro, y reproducir algunos de los puntos reportados por (Velázquez, 2002). Posteriormente se iniciaron las pruebas experimentales preliminares con el sistema de absorción

completo, dejándolo preparado para dar inicio a las pruebas experimentales formales.

### **5.9 Desarrollo de las pruebas experimentales con el sistema SRA-GAX completo**

Se realizaron las pruebas experimentales con el sistema de absorción completo, suministrando el aceite térmico a temperatura de 200°C, el efecto de enfriamiento fue alcanzado, se esperaba alcanzar 10.5 kW de enfriamiento, que es la carga térmica de diseño, pero sólo se obtuvieron 7.5 kW. Se realizaron varias pruebas, pero la capacidad de enfriamiento alcanzada fue similar, es decir se logró reproducir valores en diferentes pruebas. Se analizó a fondo el problema y se determinó que el absorbedor podría no estar correctamente nivelado, lo que más tarde se comprobó.

Se reanudaron nuevamente las pruebas experimentales, pero a bajas temperaturas, para simular las temperaturas del aceite térmico que se obtendrían si este fuera calentado con colectores solares tipo tubos evacuados. Se realizaron simulaciones, con el simulador de procesos Aspen Plus, para este rango de temperaturas, para predecir el comportamiento del equipo, así como para estimar los flujos máxicos del agua de enfriamiento, agua helada, refrigerante, aceite térmico, relación de circulación y COP.

Al operar el SRA-GAX a bajas temperaturas, se obtuvieron COP similares a los que se obtendrían con los sistemas de absorción amoniaco-agua de simple efecto, que son del orden de 0.5. La estabilización del equipo fue rápida, entre 20 y 30 minutos. La presión de operación fue menor a 15 bar, debido a que en este rango de temperaturas no se alcanza el efecto GAX, es decir, no hay integración energética o ésta es mínima. Durante estas pruebas se cambió la forma de operación del absorbedor, de flujos en contra corriente a flujos en paralelo, lo que produjo la disminución de la presión en la zona de baja, logrando alcanzar mejores temperaturas en el evaporador. También se observó el incremento de la presión en la zona de baja presión, por arriba de los 5 bar de diseño, lo que afecta directamente el desempeño del evaporador al no lograr las temperaturas de diseño del agua helada, que deben ser menores a 10°C.

Se realizaron pruebas experimentales con el SRA-GAX completo, a altas temperaturas, entre 180° a 220°C, obteniendo cargas térmicas de refrigeración de 3.5 kW y 7.5 kW. Con el avance de las pruebas experimentales se fueron detectando algunas anomalías, que dieron la pauta de las mejoras y correcciones que se deben de realizar.

Entre los problemas detectados fueron los siguientes:

- Sobrecarga de la línea eléctrica, por la demanda de mayor energía al operar el sistema a carga máxima.
- Capacidad insuficiente de la resistencia eléctrica del subsistema de aceite térmico.

- Excesivas pérdidas térmicas en el subsistema de aceite térmico.
- Desnivel de la columna absorbedor-GAX del sistema.

De los problemas anteriormente planteados, la mayoría fueron corregidos, estando pendiente la corrección de la columna absorbedor-GAX. Las actividades detalladas, encaminadas a la corrección de las anomalías descritas, se proponen para realizarse como un trabajo futuro.

El análisis de los valores obtenidos por simulación numérica, así como los obtenidos experimentalmente con el sistema de absorción completo, es decir operando con el condensador enfriado con aire y el evaporador de tubos aletados, se discuten en el siguiente capítulo de este trabajo.

## Referencias

- **Gómez, V. H. (2000).** “Selección, adecuación y calibración de los instrumentos de medición de un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua”. Tesis de licenciatura, Facultad de Ciencias Químicas e Ingeniería, Universidad Autónoma de Morelos.
- **Velázquez, N. L. (2002).** “Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar”. Tesis de doctorado, Facultad de Química, Universidad Nacional Autónoma de México.

## CAPÍTULO 6

### Integración de los intercambiadores de calor diseñados en un sistema de refrigeración por absorción GAX

#### Resumen

*En este capítulo se presenta la simulación de un sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX (SRA-GAX), mediante el simulador de procesos Aspen Plus y se describe a detalle la integración de los intercambiadores de calor en el sistema, se realiza la comparación de los valores obtenidos mediante simulación contra los valores obtenidos experimentalmente, se discuten los resultados y se analiza la posibilidad de operar el sistema mediante dos arreglos distintos, para cogeneración.*

#### 6.1 Introducción

Como se explicó en el capítulo 1 de este trabajo, el atractivo de los sistemas de refrigeración por absorción, como una alternativa para satisfacer la demanda de refrigeración y aire acondicionado, se debe a que pueden utilizar refrigerantes que no dañen la capa de ozono, ni que influyan en el calentamiento global del planeta, además de que pueden llegar a operar con energías alternativas como la solar o bien calor de desecho. Por esta razón en México, como en otros países se está buscando el desarrollo de estos sistemas, de manera eficiente, para que puedan competir en el mercado, donde los sistemas convencionales de compresión mecánica de vapor llevan la delantera.

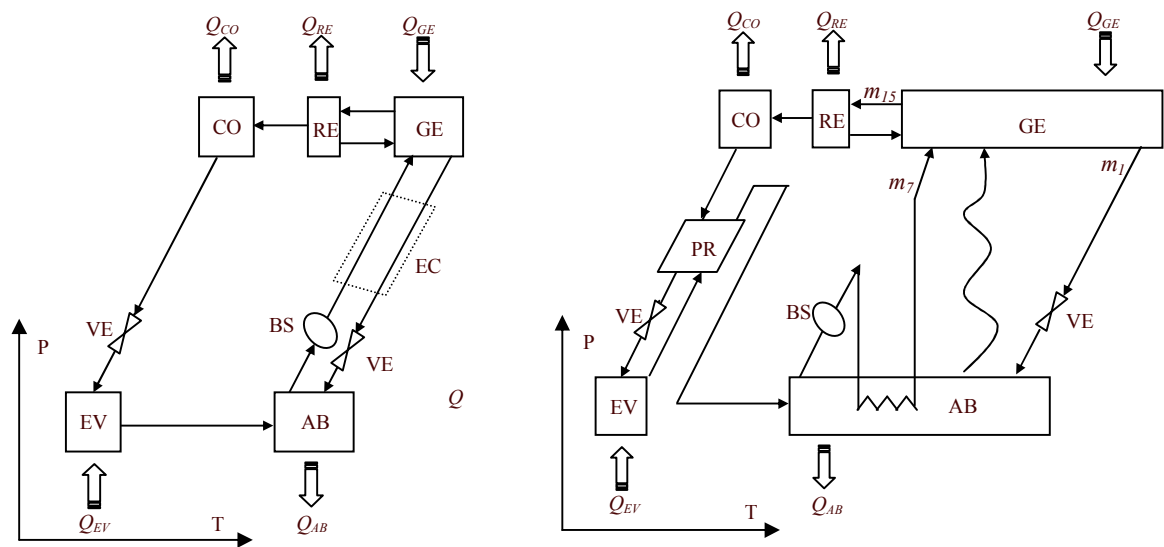
En la actualidad existen programas de cómputo que permiten simular desde equipos simples, hasta sistemas completos de refrigeración (**Herold, 1996**). Sin embargo no existen simuladores comerciales que permitan simular sistemas de refrigeración por absorción avanzados, que manejen las mezclas de trabajo que estos sistemas emplean, como lo es la mezcla amoníaco-agua ó nitrato de litio-amoniaco, entre otras.

Por tal motivo resulta importante desarrollar simuladores confiables que tengan las capacidades para el diseño de sistemas de absorción eficientes que integren componentes de transferencia de calor optimizados, que ayuden a minimizar la construcción de prototipos experimentales, reduciendo los costos en el desarrollo tecnológico de estos sistemas.

## 6.2 Comparación de un sistema de refrigeración por absorción básico de una etapa y avanzado GAX

En esta sección se presenta la descripción y comparación de los sistemas de refrigeración por absorción básico de simple efecto y avanzado GAX.

Un sistema de refrigeración por absorción amoniaco-agua básico de una etapa consta de un generador (GE), rectificador (RE) y condensador (CO) que se encuentran en la zona de alta presión, un absorbedor (AB) y un evaporador (EV) que se encuentran en la zona de baja presión además de una bomba de solución (BS) y dos válvulas de expansión (VE).

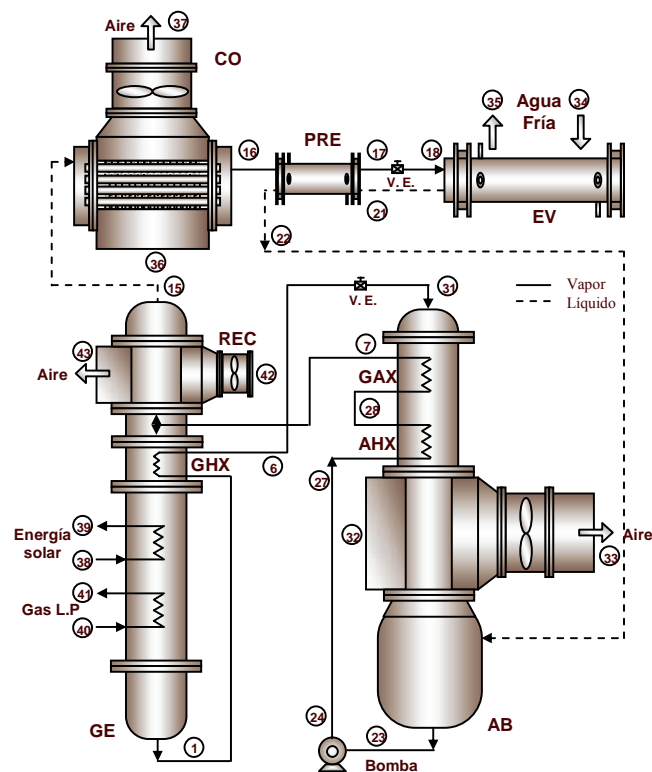


**Figura 6.1 (a). Diagrama de un sistema de absorción básico y (b) diagrama de un sistema de refrigeración por absorción GAX**

El sistema de refrigeración por absorción GAX conserva los elementos esenciales de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto: GE, RE, CO, AB, EV y BS, pero lo que lo distingue de un ciclo básico, es la recuperación interna de calor, por medio de la cual, parte del calor del absorbedor se suministra en el generador, lo que ayuda a disminuir el suministro de energía térmica en el generador, aumentando así el coeficiente de operación (COP) del sistema. Para lograr este efecto es necesario adicionar al sistema un par de intercambiadores de calor, además de una bomba, si se utiliza un lazo hidrónico externo para la transferencia de calor. En ambos sistemas el fluido refrigerante es el amoniaco y el absorbente es el agua. En las Figuras 6.1, (a) y (b) se muestra la comparación de un sistema de absorción de una etapa y del sistema GAX.

### 6.3 Descripción del sistema experimental GAX

El SRA-GAX, fue diseñado y construido en el Centro de Investigación en Energía de la UNAM, para una capacidad de refrigeración de 10.5 kW (3 Ton. de refrigeración) y es operado actualmente con aceite térmico, para inducir el generador. Sin embargo, en una segunda etapa de este proyecto, se incorporará un sistema de captación solar con tubos evacuados, además de un sistema a fuego directo, que se empleará para completar la carga térmica requerida en el generador. En el prototipo GAX, el rectificador está incorporado al generador formando la columna generador–rectificador (GE-RE) y la sección más fría del generador (GAX) se integra al absorbedor para formar la columna Absorbedor-GAX (AB-GAX) como se aprecia en la Figura 6.2.



**Figura 6.2 Diagrama del sistema de absorción GAX del CIE-UNAM**

El sistema opera con la mezcla binaria de trabajo amoníaco-agua, donde el amoníaco es el refrigerante, y el aporte de energía para la operación del sistema es por medio de aceite térmico mobil therm 603, el cual es suministrado al generador. El GE y el AB están divididos en secciones, para obtener una mayor integración energética interna y de esta manera disminuir los requerimientos de calentamiento externo en el GE y de enfriamiento externo en el AB, (**Velázquez y Best, 2002**). Las columnas GE-RE y AB-GAX son del tipo película descendente y están fabricados con tubos de aluminio, con aletado externo de aluminio, y la remoción de calor del AB, RE y CO, es por medio de aire a temperatura ambiente.

Los sistemas de absorción, básicos y avanzados, también requieren de un sistema de enfriamiento externo el cual puede ser suministrado por una torre de enfriamiento; estas sin embargo, tiene los inconvenientes de los altos costos de instalación, operación y mantenimiento y de requerir de mucho espacio, además de que se han detectado problemas de salud debido la formación de bacterias nocivas como la legionela. Por todas estas razones, en este trabajo se busca incorporar la tecnología de intercambiadores de calor de alta eficiencia, (condensadores y evaporadores) fabricados con tubos aletados de aluminio, con los cuales es posible aumentar la eficiencia global de estos sistemas, además de que ofrecen la posibilidad de realizar la remoción de calor por medio de aire, en el caso del condensador, lo cual soluciona los problemas de la torre de enfriamiento y además ayuda a reducir el tamaño y peso de los sistemas de absorción.

#### 6.4 Descripción operativa del sistema de refrigeración por absorción GAX

Para explicar la operación del SRA-GAX, nos basamos en la Figura 6.2. El vapor de amoníaco refrigerante que sale del rectificador (15), es de alta pureza y sobrecalentado a la presión alta del sistema. El refrigerante al ser enfriado en el condensador se licúa y sale como líquido saturado (16); luego es subenfriado en el preenfriador (17) y posteriormente es estrangulado a través de la válvula de expansión, dando como resultado un fluido frío (18) en dos fases (vapor-líquido). El refrigerante entra al evaporador, donde recibe calor del agua a enfriar y termina de evaporarse, produciendo el efecto frigorífico deseado y sale en forma de vapor saturado o recalentado (21) o en algunos casos con un poco de líquido, este líquido que es en mayor proporción agua, es terminado de evaporarse en el preenfriador (22). Este vapor entra después a la columna AB-GAX por la parte inferior, donde es y absorbido y condensado por medio de la solución acuosa caliente que viene del GE. Este proceso de absorción provoca una reacción exotérmica; una parte del calor generado por la reacción es recuperado internamente y la otra parte debe ser retirada de la columna para mantener la capacidad de absorción, al retirar la entalpía de condensación y el calor de reacción. Lo anterior se logra por medio de aire de enfriamiento y la utilización de la misma solución fría que deja el absorbedor. La solución de amoníaco concentrada que sale de la columna AB-GAX (23), entra a la bomba, para incrementar su presión (24). Luego se introduce a la sección AHX del AB, donde enfría o recibe calor del absorbedor (28), después entra en la parte más caliente del absorbedor (sección GAX), en donde al recibir calor de absorción de alta calidad alcanza el punto de saturación e inicia el proceso liberación de amoníaco y sale como una mezcla vapor-líquido (7). La mezcla de dos fases a alta presión, entra en la cámara de separación de la columna GE-RE, en donde la parte líquida se incorpora al vapor condensado proveniente del RE y entran al GE, para terminar de extraer el amoníaco de la solución. La solución diluida, con alta temperatura, sale por el fondo de la columna GE-RE (1) y entra después a la sección GHX del GE, donde cede calor y reduce su temperatura (6), luego reduce su presión al pasar por la válvula de expansión de la solución (31). La solución diluída todavía caliente entra a la columna AB-GAX por la parte superior, en donde



se pone en contacto en contra corriente con el vapor de amoníaco a absorber. En el GE, la corriente de vapor ascendente, sale de la cámara de separación y entra al RE en donde se le retira calor y como se trata de un vapor saturado, se condensa en mayor proporción el componente más pesado (agua), de esta forma se realiza la purificación del flujo de vapor, produciendo amoníaco de alta pureza (15), completando el ciclo.

### 6.5 Simulación numérica del SRA-GAX

Cada uno de los componentes SRA-GAX fueron simulados mediante el simulador de procesos Aspen Plus. Este software es utilizado para la simulación de una gran variedad de aplicaciones modeladas en estado estacionario. Los programas de simulación desarrollados en Aspen Plus están basados en el acoplamiento de “bloques” o subrutinas diseñadas para modelar la mayoría los dispositivos o equipos comúnmente empleados en diversos procesos industriales. Los bloques pueden ser interconectados de varios modos, utilizando las corrientes de materia, calor o trabajo, según sea el caso, hasta formar un diagrama de flujo completo, que representará a una planta, un sistema o simplemente un equipo. El paquete Aspen Plus incluye varias bases de datos que contienen información de datos físicos, químicos y termodinámicos de una amplia variedad de compuestos químicos y fluidos de trabajo así como una selección de modelos termodinámicos requeridos para la simulación de un variado número de sistemas térmicos.

La simulación del SRA-GAX, se lleva a cabo especificando lo siguiente:

1. Flujo másico, composición y condiciones de operación ( $m$ ,  $X$ ,  $T$ ,  $P$ ) de las principales corrientes del proceso.
2. Condiciones de operación de los bloques usados en el proceso ( $T$ ,  $P$ ,  $\eta$ , etc.), de cada componente.
3. Entradas de calor y/o trabajo al proceso ( $Q$ ,  $W$ ) para cada componente.

Los reportes de resultados de los bloques pueden ser modificados, de acuerdo a los requerimientos específicos del usuario, a través de cálculos programados en el lenguaje Fortran o en una hoja de cálculo de Excel. Aspen Plus también puede ser usado para realizar análisis de sensibilidad, análisis de punto de pliegue (Pinch) u optimización de un equipo o proceso. Por otra parte Aspen Plus cuenta con una interface llamada “modelos de usuarios” (User models) mediante la cual el usuario puede programar sus propias subrutinas para modelar equipos o dispositivos más complejos, que no se encuentren disponibles en las librerías del paquete, por medio del lenguaje de programación Fortran.

Las ecuaciones de estado Redlich-Kwong-Soave (RKS), Braun K10 (BK-10) y Peng-Robinson-Boston-Matías (PR-BM) fueron las seleccionadas para la determinación de las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua, del aceite térmico y de los gases de combustión, respectivamente, las cuales han mostrado buenos resultados con respecto a simulaciones previas y datos experimentales (Zheng, 2002) y (Bruno, 2003). La figura 6.3, muestra el diagrama de bloques del simulador del SRA-GAX. Los diferentes bloques que conforman el

SRA-GAX fueron modelados, con la colaboración del Dr. Adrián Vidal, de la siguiente manera:

**Generador:** La columna generador está dividida en tres secciones 1G, 2G y 3G (GHX), cada sección tiene un aporte de calor diferente. En la sección 1G, ubicada en la parte inferior de la columna GE, la concentración de amoníaco en la mezcla es baja, es decir, la solución en esa zona tiene un mayor contenido de agua; por lo tanto, se requiere mayor energía térmica para poder liberar el amoníaco. Esta carga térmica, que se había contemplado suministrarla por medio de la combustión del gas natural (**Velázquez, 2002**), actualmente es suministrada con aceite térmico mobil therm 603.

**Sección 1G:** Para modelar la sección 1G, se usó un modelo de destilación fraccionada que permite dimensionar y valorar columnas empacadas y/o de platos (**Redfrac**). Los resultados obtenidos con la columna de platos tuvieron buena aproximación con los datos obtenidos experimentalmente con la columna del GE del sistema GAX. En este bloque se introdujeron los siguientes datos:

1. Número de estados o platos de la torre,
2. Número de estado donde se suministra la corriente de alimentación
3. Número de estados de salida de los productos (vapor y líquido)
4. Fases válidas (vapor-líquido)
5. Carga térmica y el número de estado donde ésta se suministra,
6. Caída de presión a lo largo de la columna.
7. Pérdidas de calor en la columna (si fuera necesario)

**Sección 2G:** La sección 2G de la columna del GE se diseñó para ser operada por el aceite térmico. Esta sección se simuló también con una torre de platos, similar a la sección 1G, sólo que la carga térmica demandada por la torre es suministrada por el aceite térmico y se usó el bloque **Heater** para simular el calentamiento del aceite.

**Sección 3G:** La sección 3G de la columna del GE se diseñó para ser operada por la corriente que deja el fondo de la sección 1G, dado que esta sale a una alta temperatura (~200°C) y también fue simulada como la sección 1G, pero como una estrategia de simulación, la corriente de materia no entra a la sección 3G, sino solamente una corriente de calor que aporta la misma corriente y cede la carga térmica de diseño o la necesaria para lograr la concentración de amoníaco requerida en la zona alta de la columna. En esta sección se alimentan las corrientes que provienen del rectificador y del absorbedor.

**Rectificador:** Este equipo fue simulado como un separador, usando el bloque **Flash2**, en el cual se especificaron la temperatura y presión deseada de la corriente de salida.

**Condensador y evaporador:** Estos fueron simulados como intercambiadores de calor a contra corriente. Estos bloques fueron muy importantes, ya que en estos se

alimentaron los valores obtenidos de la simulación numérica de condensadores y evaporadores, realizada en el capítulo 4 de este trabajo. En el condensador se especificaron los grados de subenfriamiento y/o la fracción de vapor. En el preenfriador se especificó el acercamiento de temperatura a la salida de la corriente fría y a la entrada de la corriente caliente. En el evaporador se fijó la fracción de vapor a la salida del refrigerante en 0.95, la cual se obtuvo de la simulación numérica previa de este equipo. En cada uno de los tres dispositivos se especificó una caída de presión, también previamente calculada por medio de simulación.

**Bomba de solución:** Este equipo fue simulado especificando la presión de descarga deseada y las eficiencias mecánica y eléctrica de la bomba, 75% y 96%, respectivamente.

**Absorbedor:** El absorbedor del gas también cuenta de tres secciones 1A, 2A (AHX) y 3A (GAX). En este equipo se lleva a cabo la absorción del vapor refrigerante usando la solución débil que proviene del fondo de la torre del generador.

**Sección 1A:** En esta sección se pone en contacto el vapor del refrigerante y la solución proveniente del bloque 2A en arreglo de flujo a contracorriente. Al ponerse en contacto las corrientes, la solución absorbe al vapor y lo condensa provocando una liberación de calor, debido al cambio de fase del vapor (calor de absorción). Este calor debe ser removido constantemente para garantizar el correcto y continuo funcionamiento del absorbedor. Esta sección se simuló usando una torre de destilación fraccionada como en el bloque del generador. La información suministrada al bloque 1A es similar al del bloque 1G a excepción del calor, que en este caso deberá ser retirado. El calor de absorción es calculado a través de un balance de energía y suministrado como dato de entrada en el submenú del modelo de la torre (Heaters Coolers).

**Sección 2A (AHX):** En esta sección continúa el proceso de absorción; sin embargo, el calor de absorción es usado para precalentar la solución que va hacia el generador. Esta sección se simula también con una torre fraccionada y se agrega un intercambiador de calor (**Heater**) para aprovechar el calor disipado en la torre. El calor de absorción de este bloque también es calculado y suministrado como dato de entrada a la torre.

**Sección 3A (GAX):** En esta sección el vapor refrigerante deberá ser absorbido totalmente por la corriente de solución; de manera que a la salida del bloque se tendrá sólo la corriente de solución, con mayor contenido de amoníaco que al inicio, la cual continuará el proceso de absorción en los bloques 2A y 1A. Por las características del proceso este bloque fue simulado con dos intercambiadores de calor (**Heater**). El primer intercambiador de calor se usó para simular la absorción total del vapor. En este bloque se fijó la presión de trabajo y la condición de la corriente de salida del bloque (fracción de vapor = 0). El calor de absorción generado se usa para continuar precalentando la corriente de alimentación del

generador. Este proceso se lleva a cabo con el segundo intercambiador de calor donde sólo se fija la presión de trabajo ya que interactúa con el primer intercambiador de calor a través de la corriente de calor que los une. En los párrafos anteriores se mencionó que la sección del generador “GAX” estaba literalmente acoplada a la columna del absorbedor, para aprovechar el calor de absorción. Con este arreglo se está cumpliendo con esta característica del diseño. A condiciones óptimas de diseño se espera que la corriente de salida de la sección 3A sea un flujo en dos fases (líquido/vapor) de manera que el vapor deberá ser separado de la corriente líquida y agregado a la corriente de alimentación del rectificador. A la corriente líquida se le une la corriente que sale del rectificador que después será alimentada al generador. Este proceso se simuló usando un separador (**Flash2**). En este bloque se fijaron la presión de trabajo y una carga de calor igual a cero, dado que sólo es un separador no un destilador.

**Válvulas de expansión:** Estas son dos y se localizan a la entrada del evaporador y a la entrada del absorbedor, que tienen la función de reducir la presión de trabajo de la zona de alta a la zona de baja presión del sistema, fueron simuladas de manera isoentálpica, usando el bloque (**Valve**), en los cuales se especificó la presión deseada de la corriente de salida.

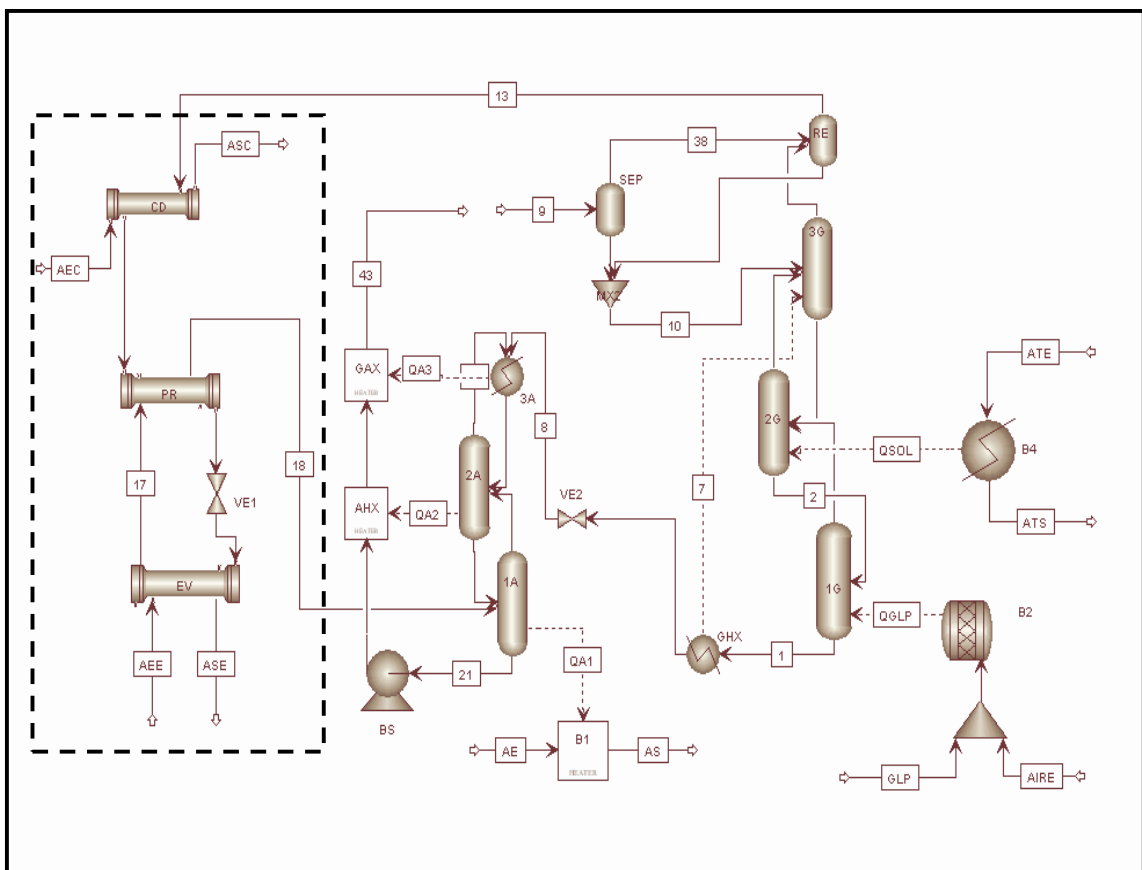


Figura 6.3 Diagrama de simulación del SRA-GAX en ambiente Aspen Plus

## 6.6 Pruebas experimentales con el SRA-GAX

El procedimiento experimental de caracterización y evaluación del sistema GAX, consistió en realizar pruebas para conocer el comportamiento termodinámico del sistema, tomando como condiciones iniciales los valores obtenidos de las simulaciones realizadas, en el rango de temperaturas de 180 a 195°C a la entrada de la columna GE-RE; así como para conocer el flujo másico de las corrientes del sistema y poder comparar los resultados del modelo teórico contra resultados obtenidos experimentalmente. Una vez que el sistema alcanzó el estado estable, se comenzó con la secuencia de ajuste de variables. El registro y almacenamiento de las variables se realizó con un sistema de adquisición de datos y una computadora personal, empleando rutinas desarrolladas en un paquete comercial. Las mediciones de temperatura se realizaron con sensores RTD (PT-100) con precisión de  $\pm 0.15^\circ\text{C}$ , los valores de presión se obtuvieron con transductores piezoeléctricos con precisión de  $\pm 0.2$  bar y las mediciones de flujo se obtuvieron con sensores de flujo tipo Coriolis con  $\pm 0.1$  % de la medición y sensores tipo turbina con  $\pm 0.3$  % de la medición, en tanto que los valores de concentración de amoníaco en la solución concentrada y diluida se obtuvieron mediante titulación química.

## 6.7 Comparación entre valores numéricos y experimentales del SRA-GAX

En esta sección se realiza una comparación entre los resultados obtenidos numéricos y experimentales obtenidos del SRA-GAX descrito anteriormente y que opera con la mezcla de trabajo amoníaco-agua.

En la Tabla 6.1, se presentan y comparan los resultados de simulación y experimentales para el caso de 7.1 kW de enfriamiento, (2 ton. de refrigeración). Los resultados experimentales corresponden al promedio de una serie de datos que fueron seleccionados cuando el equipo alcanzó la estabilización y la producción de agua fría se mantuvo constante. Los valores de simulación muestran buena aproximación con respecto a los resultados experimentales, sin embargo durante la operación del sistema, el absorbedor no operó de forma correcta, lo cual se manifiesta en el incremento en la zona de baja presión de 0.2 a 0.8 bar por encima de la presión de simulación.

Tabla 6.1 Comparación ente valores de la simulación y experimentales

Parámetros (Punto)	Unidades	Simulación	Experimental
<b>Concentración de amoniaco</b>			
Solución diluída (1)	[%]	17.00	17.15 ± 0.32 (n=5)
Solución concentrada (23)	[%]	43.50	42.22 ± 0.57 (n=5)
Refrigerante (15)	[%]	99.21	99.10 ± 0.13 (n=5)
<b>Presión</b>			
Generador	[bar]	20.00	19.95 ± 0.45 (n=64)
Condensador	[bar]	19.96	19.90 ± 0.27 (n=64)
Evaporador	[bar]	6.00	6.20 ± 0.12 (n=64)
<b>Flujo másico</b>			
Refrigerante (15)	[kg/min]	0.36	0.35 ± 0.006 (n=64)
Agua helada (34)	[kg/min]	*15.00	15.00 ± 0.25 (n=64)
<b>Temperatura</b>			
Entrada al evaporador (34)	[°C]	18.77	22.10 ± 0.09 (n=64)
Salida del evaporador (35)	[°C]	11.76	15.33 ± 0.06 (n=64)
Generación (38)	[°C]	*190.00	192.55 ± 0.34 (n=64)
Salida del rectificador (15)	[°C]	81.00	82.20 ± 0.2 0 (n=64)
Salida de la válvula de expansión (18)	[°C]	9.70	11.00 ± 0.07 (n=64)
<b>Indicadores de operación</b>			
COP enfriamiento		0.61	0.58 ± 0.05 (n=64)
COP real		0.57	0.53 ± 0.025 (n=64)
Relación de circulación		2.51	2.63 ± 0.028 (n=64)
Relación de flujo		3.51	3.63 ± 0.028 (n=64)
Carga térmica de refrigeración	[kW]	7.30	7.10 ± 0.15 (n=64)

\* Valor de entrada

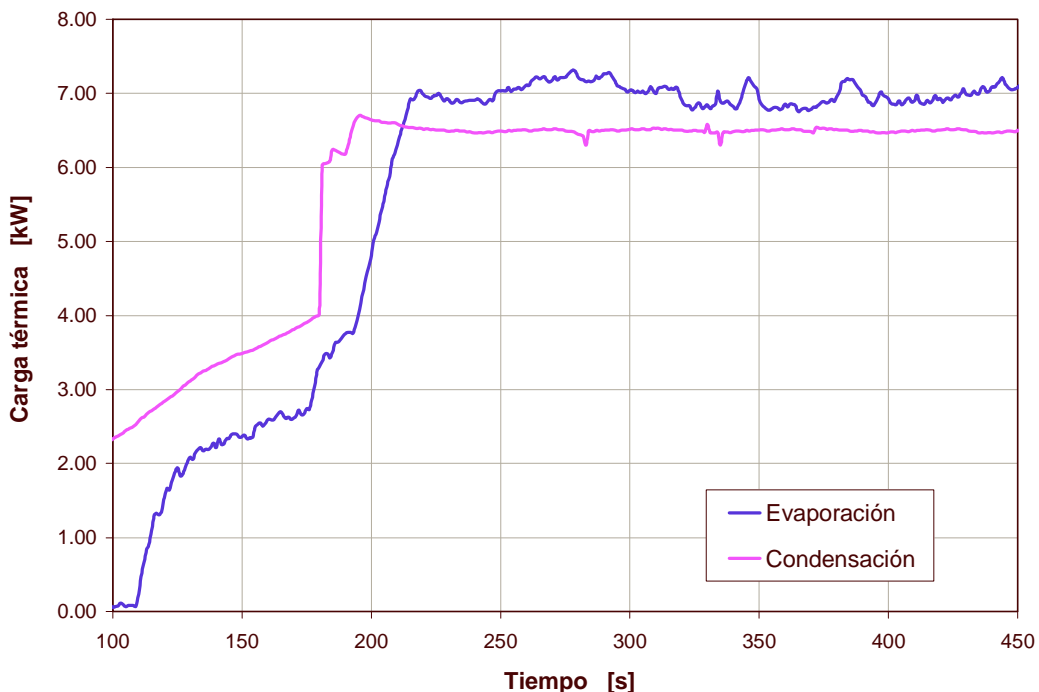
En la Tabla 6.2, se comparan las magnitudes de calor obtenidas de cada componente del sistema de absorción tanto de la simulación numérica como experimentales. Los resultados experimentales corresponden al promedio de una serie de datos que fueron seleccionados cuando el sistema alcanzó el estado estable y la producción de enfriamiento se mantuvo constante. Se puede observar que el calor de generación es igual en ambos casos debido a que éste se ajustó al

de la experimentación; debido a que en la simulación no se consideran pérdidas de calor, el calor de generación requerido en la experimentación fue de 11.81 kW, para generar los 11.81 kW de calor se requirió circular 10 l/min de aceite térmico a través del generador. El aceite fue suministrado al generador a una temperatura de 192°C y salió a una temperatura de 160°C; por lo que, en condiciones estables existe una diferencia de temperatura de aproximadamente 30°C.

La carga de enfriamiento obtenida en la simulación fue similar a la obtenida en las pruebas experimentales, resultado de la diferencia de temperatura en el flujo de agua a enfriar. En ambos caso, el flujo de agua a través del evaporador se mantuvo constante en 15 l/min, y la fracción de vapor del refrigerante en la simulación se fijo en 0.95, ya que este valor es el que se empleo en la simulación del evaporador.

El calor retirado en el condensador también fue muy parecido al obtenido experimentalmente, la ligera diferencia se debe a que el refrigerante condensado a la salida obtuvo de 2 a 3 °C de subenfriamiento en la experimentación, en tanto que en la simulación se consideró estado de saturación para el refrigerante condensado.

En la gráfica de la figura 6.4 se muestra el comportamiento de las cargas térmicas de evaporación y condensación, durante una de las pruebas experimentales con el sistema operando a carga térmica de refrigeración de 7.1 kW.



**Figura 6.4 Comportamiento de las cargas térmicas de evaporación y condensación a 7.1 kW**

Tabla 6.2 Comparación entre valores de simulación y experimentales de cada componente

Parámetros	Unidades	Simulación	Experimental	% Desviación
$Q_{GE}$	[kW]	*11.81	11.81	-----
$Q_{EV}$	[kW]	7.30	7.10	2.82
$Q_{AB}$	[kW]	9.23	9.21	0.22
$Q_{CO}$	[kW]	6.65	6.60	0.76
$Q_{RE}$	[kW]	2.30	2.42	4.17
$Q_{PR}$	[kW]	0.90	0.87	3.45
$Q_{RI-AB}$	[kW]	4.10	4.26	3.76
$Q_{RI-GE}$	[kW]	2.25	2.32	3.02

$Q_{RI-AB}$  = Calor recuperado internamente en el absorbedor.

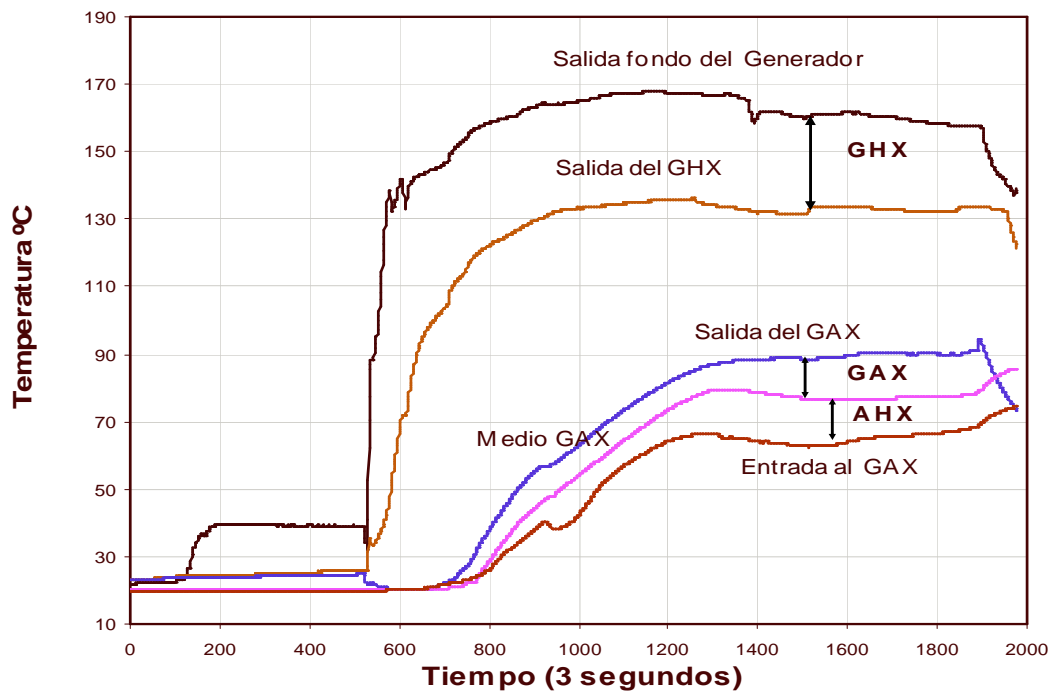
$Q_{RI-GE}$  = Calor recuperado internamente en el generador.

\* Valor de entrada

El calor del absorbedor en la simulación presenta una buena aproximación a los resultados experimentales, sin embargo, aunque los valores de la experimentación y la simulación son similares, el absorbedor reportó indicios de operar inapropiadamente, debido a que la presión experimental oscilaba entre 6.2 y 6.8 bar, contra 6.0 bar que se esperaba de la simulación, ya que el incremento de la presión sugiere una acumulación de vapor en la columna absorbedor ocasionando una deficiente absorción del vapor refrigerante.

El calor retirado por el rectificador es el que presenta la mayor discordancia respecto al valor obtenido en la experimentación, presentando una diferencia de 4.17 % respecto al de la simulación, todos los demás calores se encuentran por debajo de este porcentaje.





**Figura 6.5 Perfiles de temperaturas experimentales en el generador y absorbedor del SRA-GAX**

Los calores recuperados, internamente en el generador y el absorbedor, son consistentes respecto a los obtenidos en la experimentación. En la Figura 6.5, se presentan los perfiles de temperaturas experimentales de la solución fuerte y débil al pasar por las secciones, AHX-GAX y GHX, respectivamente, cuando el sistema se estabilizó después de 15 a 20 minutos. Las temperaturas de las corrientes obtenidas en la simulación son muy cercanas a las que se muestran en la gráfica, y el calor total recuperado internamente fue de 6.58 kW, lo cual representa el 55.7 % de la energía total suministrada en el generador.

Es importante mencionar que no fue posible alcanzar las condiciones de diseño del SRA.GAX a 10.5 kW (3 ton de enfriamiento), por tal motivo se plantea realizar modificaciones futuras al sistema GAX, para corregir las anomalías detectadas durante las pruebas experimentales y buscar alcanzar las condiciones de diseño. Una vez que el simulador pudo validarse a 7.1 kW (3 ton de enfriamiento), se realizó una comparación de resultados numéricos obtenidos con Aspen Plus contra valores de diseño reportados por (Velázquez, 2002) para 10.5 kW, estos valores se presentan en la Tabla 6.3.

**Tabla 6.3 Comparación de los resultados del caso de diseño reportados por (Velázquez, 2002) contra valores de simulación con Aspen Plus**

Parámetros	Unidades	Diseño Solar-Gas Velásquez (2002)	Simulación Solar-Gas Apen Plus
$Q_{GE-Solar}$	kW	2.33	2.52
$Q_{GE-GLP}$	kW	9.95	9.65
$Q_{EV}$	kW	10.55	10.55
$Q_{RE}$	kW	3.11	3.44
$Q_{CO}$	kW	10.62	10.73
$Q_{AB}$	kW	9.15	8.56
$Q_{RI-AB}$	kW	10.75	11.24
$Q_{RI-GE}$	kW	4.68	5.03
$m_{agua}$	l/min	25.21	25.00
$\Delta T_{agua\ fría}$	°C	6.00	6.07
RC		1.43	1.42
RF		2.43	2.42
$COP_{enfriamiento}$		0.86	0.87
$COP_{real}$		0.82	0.76

## 6.8 Conclusiones

En este capítulo se presenta el desarrollo del modelado y la simulación del sistema de refrigeración por absorción GAX empleando el paquete Aspen plus, la simulación del sistema global contempla la integración eficiente de los condensadores y evaporadores simulados en el capítulo 5, de este trabajo.

El modelo de simulación presentado fue ajustado y perfeccionando con base en los resultados experimentales obtenidos con el prototipo GAX.

De acuerdo a la comparación de los resultados numéricos y experimentales obtenidos con el sistema GAX, se encontraron desviaciones máximas del 5%, por lo cual el modelo ha demostrado ser confiable y puede ser utilizado como una herramienta para estudiar sistemas de absorción GAX a diferentes condiciones de operación, así como para diseñar unidades GAX mas eficientes y analizar posibles arreglos de estos sistemas acoplados a microturbinas de gas, para formar sistemas de cogeneración.

Se espera que una segunda etapa de trabajo se instale en la columna absorbedor una nueva sección GAX de placas, con la finalidad de hacer más eficiente el proceso de absorción. También se pretende implementar la sección de generación a fuego directo en la columna generador.

### Referencias

- **Herold, K.E., Radermacher, R., Klein S.A. (1996).** "Absorption Chillers and Heats Pumps", Eds. CRC Press Inc, 1996.
- **Zheng, D., Chen, B., Qi, Y. (2002).** "Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined cycle". Proceeding International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China, pp. 204-209.
- **Bruno, J. C., Rivera, W., Velázquez N., Best, R., Coronas, A. (2003).** "Thermodynamic analysis of fan a directly coupled GAX Chiller/micro gas turbina combined system". En congreso: Seminario No. 72 de Eurotherm, Valencia, España, 31 de marzo al 12 de abril.
- **Velázquez, N. L. (2002).** "Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar". Tesis de doctorado, Facultad de Química, Universidad Nacional Autónoma de México.
- **Velázquez, N. L., Best, R. (2002).** "Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy". Applied Thermal Engineering, 22, pp. 1089-1103.

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES FINALES

#### 5.1 Conclusiones

En este trabajo se realizó un análisis teórico y experimental de intercambiadores de calor compactos para condensación y evaporación, con la finalidad de integrarlos de manera eficiente a un sistema de refrigeración por absorción GAX (SRA-GAX) el cual también fue analizado teórica y experimentalmente para demostrar su potencial para competir en el mercado de la refrigeración y como una posible solución a la problemática del acondicionamiento de espacios en México.

Las conclusiones a las que se llegaron después de realizar y analizar el presente trabajo son las siguientes:

- Con el estudio y clasificación de las diferentes tecnologías de intercambiadores de calor con superficies extendidas y cambio de fase, fue posible conocer las nuevas tecnologías de estos equipos, así como identificar y seleccionar bajo criterios rigurosos, los modelos de intercambiador que pueden ser implementados en sistemas de refrigeración por absorción (SRA).
- Se realizó el modelado matemático de los condensadores y evaporadores, compactos, basándose en correlaciones semi-empíricas publicadas en la literatura, considerando el fenómeno de flujo bifásico y aplicando el método de efectividad y número de unidades de transferencia.
- Se desarrolló el simulador SICSERA V.2.0, que bajo una metodología general de diseño, permitió de manera estructurada llevar a cabo la simulación y el diseño de cuatro modelos de condensadores enfriados con aire y dos modelos de evaporadores con bajo aletado. Este simulador fue validado y ajustado con datos experimentales y fue una herramienta importante para explorar las variables geométricas involucradas en el diseño de los equipos, además de que permitió evaluar y conocer el comportamiento de los equipos diseñados a condiciones diferentes de las diseño.

- Con base en una comparación entre los diferentes tipos de condensadores analizados, se seleccionó al condensador de tubos y aletas anulares, como una opción aceptable, que tiene un peso total de (51.3 kg), y que sin ser el más compacto, es el de mas sencilla construcción y puede ser construido en México.
- Por medio de la comparación entre evaporadores de doble tubo con multitubos aletados longitudinalmente y evaporadores de tubos y coraza, con tubos de bajo aletado externo, resultando este último ser el más ligero, compacto y eficiente, ya que presenta una superficie de transferencia de calor de  $1.24 \text{ m}^2/\text{m}$ , para un volumen relativamente pequeño de  $0.005 \text{ m}^3$ , llegando a tenerse relaciones de superficie aletada hasta de 3 a 1, con respecto a la superficie sin aleta.
- Los modelos utilizados en la simulación fueron contrastados contra datos obtenidos experimentalmente, encontrando desviaciones del orden de  $\pm 6.9\%$  para capacidades de 3.8 kW y  $\pm 4.3\%$  para capacidades de 6.7 kW; en los condensadores y  $\pm 10.6\%$  para capacidades de 4.1 kW y  $\pm 9.1\%$  para capacidades de 7.1 kW en los evaporadores; faltando contrastar para 10.5 kW que es la capacidad de diseño, pero, si se mantiene la tendencia podremos decir, que el modelo es aceptable para un rango de capacidades térmicas de 4 a 11 kW, (1 a 3 toneladas de refrigeración) por tener un nivel de confianza menor a  $\pm 11\%$ .
- Se construyó bajo un diseño optimizado, un condensador enfriado con aire, de tubos con aletas anulares altas y un evaporador de coraza y tubos con bajo aletado, ambos en material de aluminio T-6061, los cuales fueron incorporados al SRA-GAX del CIE-UNAM.
- Se diseño y construyó un sistema experimental para intercambiadores de calor compactos (SEICC), con capacidad para alojar hasta tres condensadores y tres evaporadores para operarlos de manera indistinta. El SEICC se equipó con cuatro juegos de válvulas para control de flujo y con la instrumentación electrónica con la precisión sugerida por ASHRAE, para evaluar intercambiadores de calor. El sistema operó satisfactoriamente durante las pruebas experimentales con los intercambiadores de calor y con el SRA-GAX.
- Se desarrolló el modelado y la simulación del SRA-GAX empleando el paquete Aspen Plus, la simulación global del sistema contempló la integración eficiente del condensador y evaporador simulados en este trabajo. El modelo de simulación fue ajustado y validado con datos experimentales obtenidos con el prototipo GAX del CIE-UNAM. De acuerdo a la comparación de los resultados numéricos y experimentales obtenidos,

se encontraron desviaciones máximas del  $\pm 5\%$ , por lo cual el modelo ha demostrado ser confiable y puede ser utilizado como una herramienta para estudiar sistemas de absorción GAX a diferentes condiciones de operación, así como para diseñar unidades GAX mas eficientes y analizar posibles arreglos de estos sistemas acoplados a microturbinas de gas, como sistemas de cogeneración.

- El SRA-GAX del CIE-UNAM fue acondicionado y acoplado al SEICC que contiene al condensador y evaporador diseñados y optimizados mediante simulación numérica. El sistema fue operado a cargas parciales de de 4.1 kW y 7.1 kW. El sistema no pudo operar a condiciones de diseño 10.6 kW, debido a problemas de ensamblado y funcionamiento en la columna absorbedor del sistema.
- Una secuencia de arranque, estabilización y paro del SRA-GAX fue establecida y bajo esta, se realizaron varias pruebas experimentales, en las cuales el sistema alcanzó la estabilización en un lapso de entre 15 y 20 minutos. También fueron identificados los principales lazos de control en el sistema.

Con los conclusiones anteriores se considera que los propósitos planteados al inicio de este trabajo doctoral, fueron alcanzados satisfactoriamente, lo cual es importante principalmente porque se esta en camino para desarrollar tecnología en el área de intercambiadores de calor y de sistemas refrigeración por absorción GAX, buscando contribuir a la solución de un problema real que se tiene en México y que es la refrigeración y acondicionamiento de espacios.

## 5.2 Recomendaciones y trabajo a futuro

Los trabajos sugeridos para realizar a futuro y que complementaran al trabajo ya realizado, son los siguientes:

- Realizar las correcciones y mejoras en la columna absorbedor y generador del sistema para obtener un mejor desempeño. Algunas de las modificaciones ya se encuentran en proceso.
- Incorporar una nueva sección de intercambio de calor GAX de placas en la columna absorbedor, para aumentar la eficiencia de esta, así como para disminuir su tamaño y peso.
- Llevar a cabo una nueva serie de pruebas experimentales, con el sistema GAX ya modificado, desde capacidades de refrigeración mínimas de 3.5 kW (1 Ton. ref.) hasta la capacidad de diseño 10.6 kW (3 Ton. ref), buscando optimizar el prototipo y detectar los equipos donde se pueden realizar mejoras, con miras al desarrollo de una nueva versión mejorada del sistema.
- Realizar un estudio económico de costos a los intercambiadores de calor compactos, con cambio de fase, para analizar el costo beneficio de éstos equipos en los sistemas de refrigeración avanzados.
- Depurar el simulador SICSERA V.2.0 para hacerlo más versátil, e incorporar los módulos, con los nuevos modelos de intercambiadores de calor de placas, y con los fluidos refrigerantes comúnmente empleados.
- Realizar un análisis de segunda ley al sistema para conocer en que medida se esta aprovechando la energía en el mismo y detectar los equipos con mayor potencial de mejoramiento.

## APÉNDICE A

### PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LA MEZCLA AMONIACO-AGUA

En esta sección se presentan las ecuaciones utilizadas para calcular las propiedades termofísicas de la mezcla amoniaco-agua, así como del amoniaco, agua y aire como fluidos puros. Estas ecuaciones fueron muy útiles en la simulación de los intercambiadores de calor y del sistema de refrigeración por absorción GAX. Las presentes propiedades están expresadas en unidades del sistema internacional.

#### A.1 Mezcla Amoniaco-Agua

Para determinar las entalpías de la mezcla amoniaco-agua, en fase líquido y vapor en estado de saturación se utilizó el modelo desarrollado por (Pátek y Klomfar, 1995) ecuaciones (A.1 - A.5).

$$T(p, \bar{x}) = T_0 \sum_i a_i (1 - \bar{x})^{m_i} \left[ \ln \left( \frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (\text{A.1})$$

$$T(p, \bar{y}) = T_0 \sum_i a_i (1 - \bar{y})^{m_i/4} \left[ \ln \left( \frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (\text{A.2})$$

$$h_L(T, \bar{x}) = h_0 \sum_i a_i \left( \frac{T}{T_0} - 1 \right)^{m_i} \bar{x}^{n_i} \quad (\text{A.3})$$

$$h_V(T, \bar{y}) = h_0 \sum_i a_i \left( 1 - \frac{T}{T_0} \right)^{m_i} (1 - \bar{y})^{n_i/4} \quad (\text{A.4})$$

$$y(p, \bar{x}) = 1 - \exp \left[ \ln(1 - \bar{x}) \sum_i a_i \left( \frac{p}{p_0} \right)^{m_i} \bar{x}^{n_i/3} \right] \quad (\text{A.5})$$

De manera iterativa, aplicando el método de Newton Raphson Modificado se obtiene la fracción molar de amoniaco líquido  $\bar{x}$ , y vapor  $\bar{y}$  a partir de las ecuaciones (A.1) y (A.2), y se sustituyen en las ecuaciones (A.3) y (A.4) para obtener la entalpía de la fase líquido y vapor respectivamente.



Mientras que para obtener la entropía de la fase líquida y vapor respectivamente se utilizan las ecuaciones (A.6) y (A.7) desarrolladas por (Ziegler y Trepp, 1984) que se muestran a continuación:

$$s_L = x s_{am}^L + (1 - x) s_{ag}^L + s^E + s^{mez} \tag{A.6}$$

$$s_V = x s_{am}^V + (1 - Y) s_{ag}^V + s^{mez} \tag{A.7}$$

Donde:

$$s_{mez} = -R[x \ln(x) + (1 - x) \ln(1 - x)]$$

Para obtener el volumen específico de la mezcla amoniaco/agua como líquido saturado, se empleó la ecuación (Peng y Robinson, 1976), Ec. (A.8).

$$v = 0.001 + 0.00042 x^{1.2} + 0.00013 x^4 + (0.00005 + 0.00022 x^{1.2} + 0.00034 x^4) \left( \frac{T}{100} \right)^{1.4} \tag{A.8}$$

Los valores de los coeficientes respectivos a<sub>i</sub> y los exponentes n<sub>i</sub> y m<sub>i</sub> de las ecuaciones (A.1) y (A.2), se presentan en las tablas A.1 y A.2 respectivamente y las condiciones de referencia son: T<sub>0</sub> = 100 K, P<sub>0</sub> = 2 MPa, h<sub>0,l</sub> = 100 kJ/kg, y h<sub>0,v</sub> = 1000 kJ/kg.

**Tabla A.1. Coeficientes para ecuación (A.1)**

i	m,i	n,i	a,i
1	0	0	3.22302
2	0	1	-0.384206
3	0	2	0.0460965
4	0	3	-0.00378945
5	0	4	0.00013561
6	1	0	0.487755
7	1	1	-0.120108
8	1	2	0.0106154
9	2	3	-0.00053359
10	4	0	7.85041
11	5	0	-11.5941
12	5	1	-0.052315
13	6	0	4.89596
14	13	1	0.0421059

**Tabla A.2. Coeficientes para ecuación (A.2)**

<b>i</b>	<b>m,i</b>	<b>n,i</b>	<b>a,i</b>
1	0	0	3.24004
2	0	1	-0.39592
3	0	2	0.0435624
4	0	3	-0.00218943
5	1	0	-1.43526
6	1	1	1.05256
7	1	2	-0.0719281
8	2	0	12.2362
9	2	1	-2.24368
10	3	0	-20.178
11	3	1	1.10834
12	4	0	14.5399
13	4	2	0.644312
14	5	0	-2.21246
15	5	2	-0.756266
16	6	0	-1.35529
17	7	2	0.183541

Los valores de las entalpías y entropías de la mezcla amoniaco-agua se compararon contra valores obtenidos con los programas AmmWat de propiedades termodinámicas para amoniaco-agua desarrollado por (**Keith E. Herold, 1986**), que utiliza las correlaciones de (**Ziegler y Trepp, 1984**), el programa Refprop de NIST versión 7.0, que se basa en el modelo desarrollado por (Tillner y Root) y con el simulador de procesos Aspen Plus que utiliza el modelo desarrollado por (Reddlich, Kwong y Soave). Esta comparación se muestra en la tabla A.3. La desviación máxima del modelo empleado en este trabajo fue con respecto al modelo empleado por Aspen Plus la cual es del orden de 8 % y con respecto al modelo empleado por NIST fue del orden de 4.5 %

Para determinar las propiedades de transporte; viscosidad cinemática ( $\mu$ ), densidad ( $\rho$ ), capacidad calorífica ( $C_p$ ) y conductividad térmica ( $K$ ) se utilizó el modelo desarrollado por (**Conde, 2006**).

Tabla A.3. Entalpías y entropías de la mezcla amoniaco-agua

Entrada (Liq. Sat)	Salida (Vap. Sat)
T = 50 °C	T = 70 °C
P = 20.0 bar	P = 20.0 bar
X = 99.4 %	X = 99.4 %

$\Delta h$	Unidades	SICSERA 2.0 Zigler y Treep	AMMWAT Keith y Herold	NIST Tillner y Root	ASPEN PLUS Ridlich Wong Soave
EV	[kJ/kg]	1229.4	1195.2	1184.5	1240.62
CO	[kJ/kg]	1320.16	1299.4	1197.2	1257.9
GE	[kJ/kg]	1095.66	1074.34	1007.2	996.7
AB	[kJ/kg]	454.1	431.17	408.6	425.8

$\Delta s$	Unidades	SICSERA 2.0 Zigler y Treep	AMMWAT Keith y Herold	NIST Tillner y Root	ASPEN PLUS Ridlich Wong Soave
EV	[kJ/kg-K]	3.81	3.72	4.26	3.54
CO	[kJ/kg-K]	3.34	3.29	3.48	3.12

Siendo:

$$\Delta h = (h_v - h_l)$$

$$\Delta s = (s_v - s_l)$$

$h_l$  = entalpía en fase líquido

$h_v$  = entalpía en fase vapor

$s_l$  = entropía en fase líquido

$s_v$  = entropía en fase vapor

T = Temperatura

P = Presión

Para obtener las propiedades del amoniaco, agua y aire como fluidos puros en saturación, se obtuvieron ecuaciones en forma de polinomios, a partir de datos publicados en (**ASHRAE Handbook, 1997**), estos polinomios están en función de la temperatura como se muestra a continuación:

$$f(T) = AT^6 + BT^5 + CT^4 + DT^3 + ET^2 + FT^1 + GT^0 \quad (\text{A.9})$$

Donde T se da en °C.

## A.2 Amoniaco como fluido puro

Para obtener las propiedades termodinámicas del amoniaco como fluido puro se utiliza el polinomio de la forma (A.9), donde los coeficientes A; B; C; D; E; F y G están listados en la tabla A.4, para fase vapor saturado y tabla A.5 para fase

líquido saturado. Los valores obtenidos por estas ecuaciones fueron validos para un rango de temperaturas de -10 a 120 °C. En la tabla A.6 se muestran algunos valores utilizados y se aprecia que la desviación entre de los valores obtenidos por el simulador SICSERA 2.0, presentan una desviación menor a 1.3 % respecto de los valores obtenidos con el programa de Herold.

**Tabla A.4. Coeficientes para ecuaciones en fase vapor.**

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Vol. Esp.
A			1E-11		2.4033E-11	4.79E-13
B			-2.53E-09		-5.4141E-09	-1.95E-10
C	3E-08	-2E-09	2.40E-07	2.11E-07	5.5863E-07	3.34E-08
D	-5E-06	-2E-08	-8.96E-06	-2.04E-05	-1.4904E-05	-3.30E-06
E	6E-04	4E-05	0.000131	0.001153	0.000254	0.000218
F	-0.1434	-0.0132	0.030780	0.161607	0.017122	-0.010297
G	7.295	5.6212	9.08386	21.8169	2.651	0.28942

**Tabla A.5. Coeficientes para ecuaciones en fase líquida.**

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Densidad
A			9.52E-12		2.17E-11	
B			-4.14E-09		-5.30E-09	
C	-3.28E-07	1.78E-09	6.85E-07	-2.42E-07	4.80E-07	-7.16E-07
D	2.22E-05	-1.42E-07	-9.22E-05	2.16E-05	-1.74E-05	8.82E-05
E	-5.15E-03	-1.44E-05	0.0137	-0.001826	0.000228	-0.006756
F	0.9148	0.016896	-1.9485	-2.02702	0.0075	-1.317
G	0.0915	0.998807	175.73	520.299	4.6052	638.891

**Tabla A.6. Propiedades del amoniaco como fluido puro en saturación.**

T = 50 °C  
P = 20.0 bar

Propiedad	Símbolo y unidades	Valor SICSERS 1.0	Programa Keith Herold	Desviación (%)
Entalpía	$h_l = \text{kJ/kg}$	240.20	241.37	0.48
	$h_v = \text{kJ/kg}$	1293.94	1294.4	0.035
Entropía	$s_l = \text{kJ/kg-K}$	0.80	0.812	1.25
	$s_v = \text{kJ/kg-K}$	4.05	4.077	0.49
Densidad	$\rho_l = \text{kg/m}^3$	562.70	560.06	0.47
	$\rho_v = \text{kg/m}^3$	15.59	15.42	1.10

### A.3 Agua como fluido puro

Las propiedades del agua como fluido puro se obtienen mediante un polinomio de la forma (A.9), donde los coeficientes A; B; C; D; E; F y G están dados en la tabla A.7, para fase vapor y tabla A.8 para fase líquido. Los valores que se obtienen de estas ecuaciones son válidos para un rango de temperaturas de 0 a 300 °C. En la tabla A.9 se muestran algunos valores empleados en la simulación, aquí observamos que la desviación de los valores obtenidos con el simulador SICSERA V.2.0, es menor al 1.4 %, con respecto a los valores obtenidos con el programa de Herold.

**Tabla A.7. Coeficientes para ecuaciones en fase vapor.**

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Vol. Esp.
A	-6.26E-13	5.19E-16	1.83E-14	3.34E-13	3.71E-14	1.43E-09
B	4.79E-10	-1.22E-12	-1.41E-11	-2.44E-10	-2.67E-11	-5.84E-07
C	-1.57E-07	9.45E-10	4.86E-09	6.70E-08	7.68E-09	9.79E-05
D	1.40E-05	-4.22E-07	-1.01E-06	-8.19E-06	9.75E-07	-0.008724
E	0.001362	0.000120	0.000137	0.000736	6.94E-05	0.451019
F	1.86547	-0.026695	0.0234528	0.0419173	0.000899	-13.6444
G	2500.39	9.15404	9.19931	17.1184	1.87466	205.707

**Tabla A.8. Coeficientes para ecuaciones en fase líquido.**

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Densidad
A			1.56E-10	2.06E-12	1.68E-14	-4.79E-13
B			-1.38E-07	-1.93E-09	-1.26E-11	4.36E-10
C	2.09E-10		4.86E-05	6.28E-07	3.99E-09	-1.78E-07
D	-5.13E-06	3.047E-08	-8.85E-03	-7.39E-05	-6.29E-07	3.98E-05
E	0.000771	-2.32E-05	9.01E-01	-6.02E-03	6.05E-05	-7.14E-03
F	4.14103	0.015064	-5.28E+01	2.08	-2.65E-03	4.03E-02
G	0.579001	0.003330	1.77E+03	.60E+02	4.22	1.00E+03

**Tabla A.9. Propiedades del agua como fluido puro en saturación.**

T = 16 °C
P = 1.0 bar

Propiedad	Símbolo y unidades	Valor SICSERS 1.0	Programa Keith Herold	Desviación (%)
Entalpía	$h_l = \text{kJ/kg}$	67.01	67.11	0.14
	$h_v = \text{kJ/kg}$	2493.9	2485.2	0.35
Entropía	$s_l = \text{kJ/kg-K}$	0.2385	0.2412	1.10
	$s_v = \text{kJ/kg-K}$	6.86	6.77	1.32
Vol. Esp.	$v_l = \text{kg/m}^3$	77.95	78.01	0.07
	$v_v = \text{kg/m}^3$	0.0010011	0.0010018	0.06

#### A.4 Aire como gas standard

Para obtener las propiedades termofísicas del aire como gas standard, se emplea un polinomio de la forma (A.9) donde los coeficientes A; B; C; D; E; F y G están tabulados en la Tabla A.10. Como es sabido las propiedades del aire varían de acuerdo al porcentaje de humedad relativa ( $w$ ), que este tenga. Así para corregir la capacidad calorífica ( $C_p$ ) y la densidad ( $\rho$ ) (**Kays y London, 1984**) proponen los siguientes factores de corrección:

Para ( $C_p$ )                      F.C. =  $(0.8725 + w) + 0.999496$

Para ( $\rho$ )                         F.C. =  $(-0.55556 + w) + 1.00056$

Los valores que se obtienen de estas ecuaciones son válidos para un rango de temperaturas de  $-73$  a  $1000$  °C. En la Tabla A.11, se muestran algunos valores empleados durante la simulación de condensadores y evaporadores.

**Tabla A.10. Coeficientes para ecuaciones.**

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Densidad
A						4.43E-17
B						-1.07E-13
C			4.340E-12		1.344E-10	1.04E-10
D		8.9524E-9	1.7948E-08		5.14E-07	-5.33E-08
E		-6.344E-6	0.000029	6.247E-09	0.000586	1.76E-05
F	1.01857	0.003696	0.046618	6.2809E-05	0.033721	0.004805
G	272.269	6.77452	17.133	0.024943	1005.96	1.29647

**Tabla A.11. Propiedades del aire como gas standard.**

T = 50 °C  
 P = 1 bar  
 w = 0.0186 kg. de agua/kg. de aire.

Propiedad	Símbolo y unidades	Valor SICSERS V.1.0	Valor ASHRAE	Desviación (%)
Entalpía	$h_g = \text{kJ/kg}$	313.01	313.55	0.17
Entropía	$S_g = \text{kJ/kg-K}$	6.9128	6.9126	0.002
Densidad	$\rho_g = \text{Kg/m}^3$	1.1293	1.1272	0.17
Conductividad térmica	$k_g = \text{W/m}^2\text{-K}$	0.0272	0.0270	1.1
Calor específico.	$Cp_g = \text{J/kg-K}$	1006	1007	0.09
Viscosidad dinámica	$\mu = \text{Pa-s}$	$1.93 \times 10^{-5}$	$1.95 \times 10^{-5}$	1.03

### Referencias

- **Kays, W. M., London. A. L. (1984).** "Compact Heat Exchangers" 3a Edición, Editorial Mc Graw-Hill, Inc. U.S.A.
- **ASHRAE Handbook Fundamentals. (2002).**
- **Conde, M. (2006).** <http://www.mrceng.com/Downloads/NH3&H2O%20Profs%20.pdf>
- **Patek, J., Klomfar, J. (1995).** "Simple functions for fast calculation of selected thermodynamics properties of the ammonia-water system". Int. J. Refrig. Vol.18, No 4 pp. 228-234.
- **Ziegler, B., Trepp. (1984).** "Equation of state for ammonia-water mixtures". Int. J. Refrig. 7(2): 101-106.

## APÉNDICE B

### PREPARACIÓN DE LA MEZCLA AMONIACO-AGUA DETERMINACIÓN DE CONCENTRACIONES

A continuación se describirán los procedimientos desarrollados para la preparación y carga de la mezcla de amoníaco-agua, en el sistema de refrigeración por absorción GAX (SRA-GAX), así como el método para determinar la concentración de la solución concentrada saliente del absorbedor (AB) y la solución diluída proveniente del generador (GE)

#### B.1 Preparación de la mezcla de amoníaco-agua

Para conocer los volúmenes de amoníaco y agua necesarios para preparar mezclas de amoníaco agua a la concentración deseada, se utilizó un método analítico descrito a continuación.

Si la concentración de la mezcla esta definida como el cociente de la masa de amoníaco y la masa de la mezcla Ec. (B.1).

$$X_{mez} = \frac{\text{Masa de amoníaco}}{\text{Masa de la mezcla}} = \frac{M_{NH_3}}{M_{NH_3} + M_{H_2O}} \quad \text{Ec. (B.1)}$$

y la densidad de cualquier sustancia como:

$$\rho_{sus} = \frac{M_{sus}}{V_{sus}} \quad \text{Ec (B.2)}$$

Despejando  $M_{sus}$  de (B.2) y sustituyendo en (B.1) tenemos:

$$X_{mez} = \frac{\rho_{NH_3} \cdot V_{NH_3}}{\rho_{NH_3} \cdot V_{NH_3} + \rho_{H_2O} \cdot V_{H_2O}} \quad \text{Ec. (B.3)}$$

Dividiendo numerador y denominador de (B.3) entre  $\rho_{NH_3}$  y despejando  $V_{NH_3}$ , obtenemos:

$$V_{NH_3} = X_{mez} \cdot V_{H_2O} + \frac{\rho_{H_2O}}{\rho_{NH_3}} + X_{mez} \cdot V_{NH_3} \quad \text{Ec. (B.4)}$$



Factorizando y despejando  $V_{H_2O}$  de (B.4) obtenemos:

$$V_{H_2O} = \left( \frac{1 - X_{mez}}{X_{mez}} \right) \frac{\rho_{NH_3}}{\rho_{H_2O}} \cdot V_{NH_3} \quad \text{Ec. (B.5)}$$

Si definimos ahora a la densidad relativa  $\rho_{rel}$  y obtenemos los valores de  $\rho_{NH_3}$  y  $\rho_{H_2O}$ , a temperatura ambiente  $T_a$ , encontramos que:

$$\rho_{rel} = \frac{\rho_{H_2O}}{\rho_{NH_3}} = \frac{998.16}{602.76} = 1.656 \quad \text{Ec. (B.6)}$$

Sustituyendo (B.6) en (B.5) obtenemos (B.7) que es la ecuación general que utilizaremos para calcular el volumen de agua a partir del volumen de amoníaco.

$$V_{H_2O} = 0.6038 \cdot V_{NH_3} \left( \frac{1 - X_{mez}}{X_{mez}} \right) \quad \text{Ec. (B.7)}$$

Por medio de iteraciones con (B.7) se pueden conocer los volúmenes de amoníaco y de agua que se requieren para la cantidad de mezcla deseada.

Las unidades están dadas como:

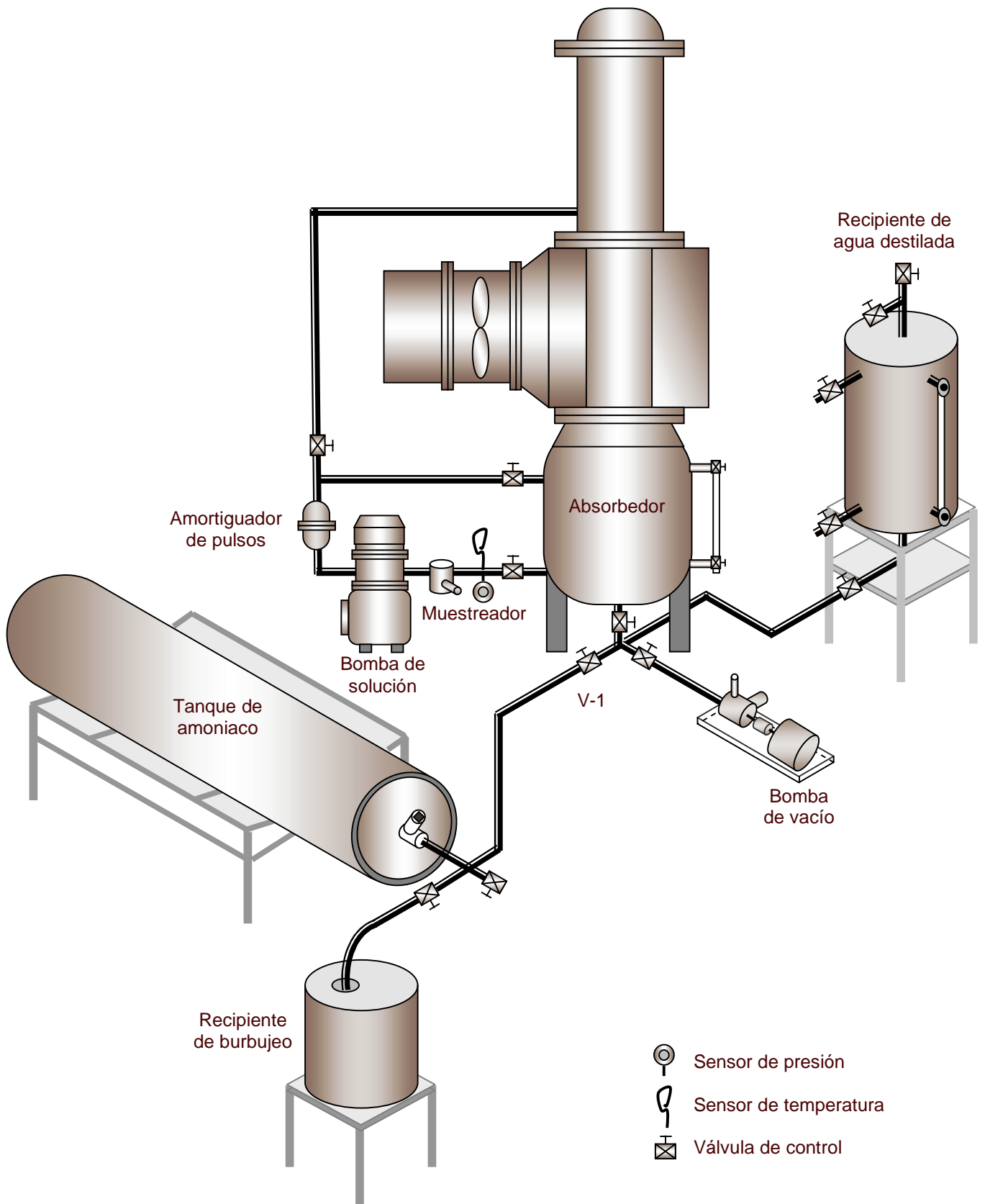
$$X_{mez} = \left[ \frac{\text{Kg de amoníaco}}{\text{Kg de mezcla}} \right] = [\%]$$

$$\rho = \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$V = \left[ \text{m}^3 \right]$$

La mezcla se preparó en el depósito inferior de la columna absorbedor (AB), utilizando el sistema que se muestra en la figura B.1 y el siguiente procedimiento:

1. Generar vacío en la columna AB, mediante la bomba de vacío.
2. Ingresar el volumen necesario de agua destilada, según la cantidad de solución a preparar, mediante un recipiente acondicionado, evitando el paso de aire hacia el interior del AB.
3. Inyectar amoníaco líquido por la parte inferior del AB, de 5 en 5 lt y recircular la mezcla mediante la bomba de solución para homogeneizarla.
4. Repetir el paso 3, hasta completar el volumen de amoníaco calculado.
5. Registrar la presión y temperatura de la mezcla.



**Figura B.1. Sistema para preparación de la mezcla amoniaco-agua**

## B.1 Determinación de la concentración de la mezcla amoníaco-agua

Para medir la concentración de la mezcla fuerte y débil de amoníaco-agua en el sistema de refrigeración por absorción GAX (SRA-GAX), se utilizó un procedimiento de titulación mediante una solución de ácido clorhídrico 1.0 normal.

Para obtener un buen resultado en la determinación de la concentración de la solución amoníaco-agua, el sistema de muestreo fue un factor muy importante debido a que se deben evitar al máximo pérdidas de vapor de amoníaco.

Para minimizar este efecto se diseñó un sistema de muestreo y enfriamiento de la mezcla, que se muestran en la figura B.1; estos dispositivos se instalaron directamente en la salida del generador (GE) y del absorbedor (AB).

Un aspecto importante de estos sistemas de muestreo, es que no se desperdicia, ni se contamina la mezcla del proceso, ya que estos sistemas funcionan mediante un by-pass, mientras que se utiliza agua como fluido externo de enfriamiento.

En las pruebas experimentales, una vez que el SRA-GAX se estabilizó, se procedió a desviar el flujo principal del AB y GE hacia los muestreadores por un lapso de 2 minutos, enseguida se realizó la toma de muestras frías. Una vez obtenidas las muestras frías de solución de amoníaco-agua, se llevó a cabo el siguiente procedimiento:

### B.1.1 Procedimiento de titulación química

1. Se vierten 20 ml de agua destilada fría (previamente congelada) en un matraz Erlenmeyer de 50 ml.
2. Se agregan dos gotas de indicador naranja de metilo, sobre el agua destilada contenida en el matraz y se agita ligeramente para mezclar.
3. Enseguida se agregan 10 ml de ácido clorhídrico 1.0 normal, si la solución es diluída procedente del generador y 15 ml de ácido si la solución es concentrada procedente del absorbedor.
4. A continuación se pesa el matraz con el agua destilada contenida y se anota en una hoja de registro.
5. En el matraz, se deposita la muestra de solución (aproximadamente de 2 a 2.5 ml) ya enfriada en el muestreador y nuevamente este se pesa para determinar el peso de la muestra ( $W_{mu}$ ) y ser anotado en la hoja de registro. El color del contenido del matraz se tornara amarillo.

6. A continuación se procede a titular químicamente con el ácido clorhídrico, hasta obtener el vire de color amarillo a lila. Se anota el volumen total de ácido gastado ( $V_{ac}$ ).
7. Se procede a calcular la concentración, porcentaje en peso de la mezcla, aplicando la relación (B.8).

$$X_{mez} = 1.703 \cdot \frac{V_{ac} \cdot N_{ac}}{W_{mu}} = [\%] \quad \text{Ec. (B.8)}$$

Donde:

$N_{ac}$  Es la normalidad del ácido clorhídrico, que en este caso es 1.0.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Agencia Internacional de la Energía, 2006.
- ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS, 2002.
- Beecher, D.T., and Fagan, T.J., 1987, "Effects of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," ASHRAE Transaction, Vol. 93, Part 2, pp. 1961-1984.
- Bejan, A., 1978, "General criterion for rating heat exchangers performance". Int. J. Heat Mass Trans., 21, pp. 655-658.
- Best, R., 1993, "Principios básicos de refrigeración", Métodos de Producción de Frío. UNAM, México 1993.
- Best, R. / Eisa, M. A. R., 1986, "Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water part I". Cooling. Heat Recovery Systems. Páginas 167-175 Vol. 7 No. 2, 1996.
- Best, R., Hernández, J., 1991, "Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling". Trans. Chemical Engineering. Vol. 69 pp. 153-160.
- Best, R., Pilatowsky, I., 1998, "Solar assisted cooling with sorption systems: status of the research in México and Latin America". International institute of refrigeration. Vol. 21, No. 2, páginas 100-115. 1998.
- Boyko, L. D., and Kruzhilin, G. N., 1967, "Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes." Int. J. Heat Mass Transfer 10 361-373.
- Breber, G., Palen, J. W., and Taborek, J., 1980, "Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Criteria". J. Heat Transfer, 102, 471-476.
- Briggs, D.E., and Young, E.A., 1963, "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," Chemical Engineering Progress Symposium Series, No. 41, Vol. 59, pp.1-10.
- Bruno, J.C., Rivera, W., Velázquez N., Best, R., Coronas, A., 2003, "Thermodynamic analysis of a fan directly coupled GAX Chiller/micro gas turbine combined system" En congreso: Seminario No. 72 de Eurotherm, Valencia, España el 31 de marzo al 12 de abril.

- Carmody, S. A., and Shelton, S. V., 1993, "Analysis of Generator-Absorber Heat Recovery for an Ammonia-Water Absorption Cycle" Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems, AES- Vol. 30/HTD-Vol. 266, ASME, 1993.
- Cavallini, A., 1996, "Working fluids for mechanical refrigeration-Invited paper presented at the 19th international congress of refrigeration, the Hague, August 1995". International institute of refrigeration. Páginas 485 - 496. 1996.
- Cavallini, A., and Zecchin, R., 1971, "Proc. 13<sup>th</sup> Int. Congress Refrigeration, Washington, D.C."
- Chisholm, D., 1973, "Pressure gradients due to friction during the flow evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels" Int. J. Heat Mass Transfer 16, 347-348.
- Churchill, S.W, 1977, "Comprehensive Correlating Equations For Heat, Mass and Momentum Transfer in Fully Developed Flow in Smooth Tubes," Ind. Eng. Chem. Fundam., Vol. 16, No. 1, pp. 109-116.
- Churchill, S.W, 1977, "Friction factor equation spans all fluid flow regimes". Chem. Eng., pp. 91-92.
- Collier, J. G., 1981, "Convective Boiling and Condensation" 2<sup>nd</sup> ed., McGraw Hill, London.
- Conde, M., 2006, <http://www.mrceng.com/Downloads/NH3&H2O%20Profs%20.pdf>
- Dobson, M. K., Chato, J. C., Wattlelet, J. P., et al, 1994, "Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes, ACRCTR-57.
- Fraas, A. P, 1989, "Heat Exchanger Design, Wiley, New Cork.
- Friedel, F., 1979, "Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow," European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.
- García-Valladares, O., 2000, "Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión". Tesis de Doctorado, UPC. Barcelona España.
- Garimella, S., Lancy, D., and Stout, R. E., 1994, "Investigation of Triple-Effect Cycle Absorption Heat Pumps for Light commercial Applications", Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications, AES-Vol. 32, ASME, 1994.
- Gianolio, E., and Cuti, F., 1981, "Heat Transfer Coefficients and Pressure Drop for Air Coolers Under induced and Forced Draft," Heat Transfer Engineering, Vol. 3, No. 1, pp. 38-48.

- Gnielinski, V., 1983 "Forced Convection Ducts. In Heat Exchangers Design Handbook", Schlunder, E.U. (Ed.), pp. 2.5.1-2.5.3.. Hampshire, New York.
- Gnielinski, V., 1976 "New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Int. Chem. Eng. Vol. 16, pp. 359-368.
- Gómez, V. H., 2002, "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.
- Gómez, V. H., Vidal, A. S., García, C. A., García-Valladares, O., Best, B. R., Velásquez, N. L., 2004, "Análisis teórico experimental de un ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX, operado a carga parcial y asistido con energía solar". Reunión Técnica ISES Latín América Regional Conference, Guanajuato, Gto. México.
- Gómez, V. H., Vidal, A. S., García, C. A., García-Valladares, O., Best, B. R., Velásquez, N. L., 2005, "Evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system", International Sorption Heat Pump Conference, Denver Colorado, Estados Unidos.
- Gray, D. L., and Webb, R., 1986, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins", Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference, San Francisco, California, pp. 2745-2750.
- Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1986, "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 19, No. 3, pp. 351-358.
- Herold, K. E., Han, and M. J. Moran., 1988, "AMMWAT: A computer program for calculating the thermodynamic properties of ammonia and water mixtures using a Gibbs free energy formulation". ASME Proceedings 4: 65-75.
- Herold, K.E., Radermacher, R., Klein S.A., 1996, "Absorption Chillers and Heats Pumps", Eds. CRC Press Inc, 1996.
- Incropera F. P., DeWitt. D. P., 1996, "Fundamentals of heat and mass transfer, fourth edition". John Wiley & Sons. Páginas 582-618. 1996.
- Jaster, H., and Kosky, P. G., 1975, "Condensation Heat Transfer in a Mixed Flow Regime" International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 19, pp 95-99.
- Kandlikar, S.G., 1987, "A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact avaporators. J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 996-972
- Kang, Y.T., Akisawa, A., Kashiwagi, T., 1999, "An advanced GAX cycle for waste heat recovery: WGAX cycle". Applied Thermal Engineering Vol. 19, pp 933-947.
- Kang, Y.T., Hong, H., Park, K.S., 2004, "Performance analysis of advanced hibryd GAX cycles: HGAX, International Journal of Refrigeration, Vol. 27 pp. 442-448.

- Kakac, S., and Liu, H., 1998, "Heat exchangers, selection, rating, and thermal design", Ed. CRC. pp. 52-61
- Kang, Y., T. Chen, W. 1996, "Design of ammonia-water condenser with fluted tube". ASHRAE Transactions: Symposia. Páginas 587-593. 1996.
- Kays, W. M., and London. A. L., 1984, "Compact Heat Exchangers" 3a Edición, Editorial Mc Graw-Hill, Inc. U.S.A.
- Kosky, P. G., and Staub, F. W., 1971 "Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime" AIChEJ. 17 1037-1043.
- Lockhart R. W., and Martinelli, R. C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two Component Flow in Pipes" Chemical Engineering Progeress, vol. 45, no. 1, pp. 39-48.
- McQuiston, F., and Tree, D. R., 1972, "Optimum space envelopes of the finned tube heat transfer surface". ASHRAE Transactions, Vol. 78, Part III, pp. 144.
- Nakayama , W., and Xu, L.P., 1983 "Enhanced Fin for air-Cooled Heat Exchangers - Heat Transfer and Friction Correlations," Proceedings of the 1983 ASME-JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 1, pp. 495-502.
- Patek, J. and Klomfar, J., 1995, "Simple functions for fast calculation of selected thermodynamics properties of the ammonia-water system". Int. J. Refrig. Vol.18, No 4 pp. 228-234.
- Rane, M.V., Erickson, D.C., 1993, "Advanced Absorption Cycle: Vapor Exchange GAX". AES-Vol. 31, International Absorption Heat Pump Conference ASME, 25-32.
- Rivero, R. R., 1994, "El análisis de exergía". Ingeniería Química, IMIQ, Noviembre, pp. 14-27.
- Robinson, K. K., and Briggs, D. E., 1966, "Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," Chem. Eng. Progress Symp., No. 64, Vol. 62, pp. 177-184.
- Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes.," International Journal of Heat and Mass Transfer 22: pp.547-556.
- Shah, M. M., 1982, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. ASHRAE \_Trans., Vol. 88,, pp. 185-196.
- Shah, R. K., 1981, "Classification of Heat Exchangers. In Heat Exchangers-Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design" S. Kakac, A.E. Begles, and F. Mayinger (Eds), Wiley, New York.
- Falta shah 1982



- Soler & Palau Inc., 2000.
- Taborek, J., 1991, "Industrial Heat Exchangers Design Practices. In Boiler, Evaporators, and Condensers, S. Kakac (Ed.), pp. 143-177. Wiley, New York.
- Tandon, T. N., Varma, H. K., and Gupta, C. P., 1985, " A Void Fraction Model for Annular Two Phase Flow" Int. Journal of Heat and Mass, Vol 28, No. 1, pp. 191-198.
- Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1972, "Forced convection condensation inside tubes" A heat transfer equation for condenser design. ASHRAE Trans. 79 157-165.
- Velázquez, N.L., and Best, R., 2002, "Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy". Applied Thermal Engineering, 22, pp. 1089-1103.
- Webb, R. L., 1990, "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin and Tube Geometries", ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 2, pp. 445-449
- Webb, R. L., 1994, "Principles of Enhanced Heat Transfer", Wiley Interscience, pp. 445-449.
- Webb, R. L., Gupte, N., 1990, "Design of Light Weight Heat Exchangers for Air-to-Two-Phase Service," Compact Heat Exchangers: A Festschrift for A.I. London, Hemisphere Publishing Corp., Washington, D.C., pp. 311-334.
- Zheng, D., Chen, B., and Qi, Y., 2002 "Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined cycle". Proceeding International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China, pp. 204-209.
- Ziegler, B., and Trepp., 1984, "Equation of state for ammonia-water mixtures". Int. J. Refrig. 7(2): 101-106.