

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS  
SUPERIORES DE MONTERREY**

**CAMPUS MONTERREY**

**DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**

**PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA**



**TECNOLOGICO  
DE MONTERREY®**

**DISEÑO DE UN ENFRIADOR CON EL SISTEMA DE ABSORCIÓN  
AGUA/BROMURO DE LITIO OPERADO CON ENERGÍA SOLAR**

**TESIS**

**PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO  
ACADÉMICO DE:**

**MAESTRA EN CIENCIAS  
CON ESPECIALIDAD EN INGENIERÍA ENERGÉTICA**

**FÁTIMA CORTÉS ESPINOSA**

**MONTERREY, N. L.**

**DICIEMBRE DE 2007**

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY

CAMPUS MONTERREY

DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA

Los miembros del comité de tesis recomendamos que el presente anteproyecto de tesis presentado por la Ing. Fátima Cortés Espinosa sea aceptado como requisito parcial para obtener el grado académico de:

Maestra en Ciencias con especialidad en  
Ingeniería Energética

Comité de tesis:

---

Dr. Alejandro Javier García Cuéllar  
Asesor

---

Dr. Carlos Iván Rivera Solorio  
Sinodal

---

MC. Luz María Lozano del Río  
Sinodal

APROBADO

---

Dr. Francisco Ángel Bello  
Director del Programa de Graduados en Ingeniería y Arquitectura  
Diciembre, 2007

---

# DEDICATORIA

*A mi familia, mis contactos de Messenger y de Fanfiction.Net*

*A todos mis conocidos, compañeros y amigos.*

*A mis tims por los momentos divertidos.*

*Y a ti, que lees esta tesis.*

---

---

---

## **RECONOCIMIENTOS**

Se expresa el más sincero agradecimiento al programa de becas de excelencia, al departamento de planeación y desarrollo organizacional y a la cátedra de energía solar por el apoyo económico proporcionado durante mis estudios de postgrado.

La realización de esta tesis fue posible gracias a quienes formaron mi comité de tesis: a mi asesor el Dr. Alejandro Javier García Cuellar, por su paciencia y sabiduría; a mis sinodales, Dr. Carlos Iván Rivera Solorio y a la Ing. Luz María Lozano del Río, por sus valiosas aportaciones. A todos los profesores del ITESM campus Monterrey que se dedicaron a mi formación y en especial al Dr. José Ángel Manrique Valadez. (QEPD) por la oportunidad que me otorgó.

Fátima Cortés

Diciembre, 2007

---

**INDICE**

	Pág.
Índice.....	V
Lista de Figuras.....	VII
Lista de Tablas.....	IX
Nomenclatura.....	X
Resumen.....	XIV
Capítulo I: Introducción.....	1
1.1 Importancia de la refrigeración por absorción.....	1
1.2 Antecedentes.....	2
1.3 Justificación del uso de la energía solar.....	3
1.4 Objetivos.....	7
1.5 Metodología.....	7
Capítulo II: Sistema de refrigeración por absorción agua/bromuro de litio.....	9
2.1 Propiedades del refrigerante y el absorbente.....	9
2.1.1 Refrigerante.....	11
2.1.2 Absorbente.....	11
2.2 Cálculo de propiedades termodinámicas de la solución acuosa LiBr.....	14
2.3 Mecanismo de la refrigeración por absorción.....	17
2.3.1 Componentes del ciclo de absorción.....	18
2.3.2 Ventajas de la aplicación.....	20
Capítulo III: Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción.....	22
3.1 Suposiciones para el modelo matemático.....	22
3.2 Determinación de variables a controlar.....	23
3.3 Cálculos base.....	28
Capítulo IV: Dimensionamiento del equipo.....	33
4.1 Ecuaciones básicas de diseño.....	33
4.1.1 Diseño del condensador.....	37
4.1.2 Diseño del generador.....	38
4.1.3 Diseño del intercambiador de la solución.....	38
4.1.4 Diseño del evaporador.....	39
4.1.5 Diseño del absorbedor.....	40

---

4.1.6 Diseño de la torre de enfriamiento.....	42
4.2 Resultados de los cálculos.....	47
4.2.1 Resultados del condensador.....	48
4.2.2 Resultados del generador.....	51
4.2.3 Resultados del intercambiador de la solución.....	54
4.2.4 Resultados del evaporador.....	57
4.2.5 Resultados del absorbedor.....	60
4.2.6 Resultados de la torre de enfriamiento.....	61
Capítulo V: Estimación del costo para el sistema de refrigeración por absorción.....	62
5.1 Cálculo de costos para los intercambiadores de coraza y tubos.....	62
Conclusiones.....	74
Recomendaciones para trabajos futuros.....	76
Bibliografía.....	78
Anexos.....	86
Glosario.....	104

## INDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1 Irradiación global diaria promedio mensual ( $\text{MJ}/\text{m}^2$ ) en julio.....	4
Fig. 1.2 Irradiación global diaria promedio mensual ( $\text{MJ}/\text{m}^2$ ) en diciembre.....	4
Fig. 1.3 Esquema de un colector solar de placa plana.....	5
Fig. 1.4 Colector solar al vacío.....	5
Fig. 1.5 Colector de tubos al vacío de la casa solar.....	6
Fig. 1.6 Esquema del proceso de acondicionamiento de aire propuesto.....	8
Fig. 2.1 Estructura cúbica del LiBr.....	12
Fig. 2.2 Diagrama de temperatura, presión y concentración para soluciones de bromuro de litio saturadas.....	13
Fig. 2.3 Diagrama entalpía concentración para soluciones saturadas de bromuro de litio.....	14
Fig. 2.4 Procesos que ocurren en un ciclo de absorción continua.....	17
Fig. 2.5 Esquema del ciclo de refrigeración por absorción.....	20
Fig. 3.1 Sistema de absorción de agua/bromuro de litio con corrientes externas.....	22
Fig. 3.2 Diagrama de Dürig.....	27
Fig. 3.3 Gráfica de la variación del COP respecto a la eficiencia del intercambiador de la solución.....	29
Fig. 4.1 Ilustración de una máquina de refrigeración por absorción marca York.....	35
Fig. 4.2 Diagrama del sistema de absorción.....	36
Fig. 4.3 Sección transversal de un tubo en el absorbedor.....	41
Fig. 4.4 Diagrama de los efectos de la temperatura del agua en la diferencia de entalpías entre el aire y la temperatura local.....	43
Fig. 4.5 El parámetro $1/(\text{H}_s - \text{H}_a)$ en función de la temperatura local del agua.....	43
Fig. 4.6 Factores de corrección de la temperatura de entrada de agua caliente sobre el valor característico de la torre .....	44
Fig. 4.7 Geometrías típicas de rellenos.....	45
Fig. 4.8 Efecto del flujo de aire y la caída libre vertical de las gotas de agua sobre el flujo total en la pérdida de presión.....	46
Fig. 4.9 Resultados generales del condensador.....	48
Fig. 4.10 Resultados finales del condensador.....	49

---

Fig. 4.11 Esquema de la distribución de tubos del condensador.....	50
Fig. 4.12 Diámetro y longitud de la coraza del condensador.....	50
Fig. 4.13 Resultados generales del generador.....	51
Fig. 4.14 Resultados finales del generador.....	52
Fig. 4.15 Esquema de la distribución de tubos del generador.....	53
Fig. 4.16 Diámetro y longitud de la coraza del generador.....	53
Fig. 4.17 Resultados generales del intercambiador de solución.....	54
Fig. 4.18 Resultados finales del intercambiador de solución.....	55
Fig. 4.19 Esquema de la distribución de tubos del intercambiador.....	56
Fig. 4.20 Diámetro y longitud del intercambiador de solución.....	56
Fig. 4.21 Resultados generales del evaporador.....	57
Fig. 4.22 Resultados finales del evaporador.....	58
Fig. 4.23 Esquema de la distribución de tubos del evaporador.....	59
Fig. 4.24 Diámetro y longitud del evaporador.....	59
Fig. 5.1 Procedimiento para realizar el análisis financiero de un sistema de absorción.....	63
Fig. 5.2 Resultados de la estimación de costo del condensador.....	68
Fig. 5.3 Resultados de la estimación de costo del generador.....	69
Fig. 5.4 Resultados de la estimación de costo del intercambiador de solución.....	70
Fig. 5.5 Resultados de la estimación de costo del evaporador.....	71
Fig. 5.6 Resultados de la estimación de costo del absorbedor.....	72



---

**INDICE DE TABLAS**

Tabla 2.1 Propiedades de los pares de fluidos comúnmente usados en absorción.....	10
Tabla 2.2 Parámetros para calcular la temperatura de saturación de la mezcla.....	15
Tabla 2.3 Parámetros para calcular la densidad de mezcla.....	15
Tabla 2.4 Parámetros para calcular la conductividad térmica de solución.....	16
Tabla 3.1 Balances de materia y energía del sistema de absorción.....	24
Tabla 3.2 Variables del sistema contadas a partir de los balances de energía.....	25
Tabla 3.3 Conteo de ecuaciones del sistema de absorción.....	25
Tabla 3.4 Variables de entrada necesarias para obtener el sistema especificado.....	25
Tabla 3.5 Descripción de las corrientes de la Fig. 3.1.....	26
Tabla 3.6 Datos de entrada para el sistema de absorción.....	30
Tabla 3.7 Resultados del cálculo termodinámico de las corrientes.....	30
Tabla 3.8 Resultados de las cargas termodinámicas de cada equipo.....	31
Tabla 3.9 Datos derivados de los sistemas de absorción operando H <sub>2</sub> O/LiBr.....	32
Tabla 4.1 Valores de parámetros para los distintos tipos de relleno.....	44
Tabla 4.2 Valores para B, C y caída libre promedio.....	46
Tabla 5.1 Factor de corrección p <sub>q</sub> para el costo base de intercambiadores de coraza y tubos.....	64
Tabla 5.2 Factor de corrección de costo por tipo de cabezal frontal.....	64
Tabla 5.3 Factor de corrección de costo por tipo de cabezal posterior.....	65
Tabla 5.4 Valores de costos relativos en materiales de construcción.....	66

## NOMENCLATURA

a	Área superficial por unidad de volumen de la torre de enfriamiento	$CP_T$	Corrección de costo por la presión de los tubos
$A_T$	Área de transferencia del intercambiador	$C_{sf}$	Constante para la ecuación del coeficiente de transferencia por cambio de fase
$C_{base}$	Costo base del intercambiador de calor en dólares	$C_T$	Corrección de costos totales
$CE_b$	Costo estimado de un intercambiador de coraza y tubos	$D_{ci}$	Diámetro de la coraza en pulgadas
$CE_I$	Factor de conversión del costo de 1982 al presente	$D_b$	Diámetro de burbuja
$C_{ga}$	Corrección al costo por el espesor del tubo	$d_i$	Diámetro interior del tubo
COP	Coefficiente de desempeño	$d_o$	Diámetro exterior del tubo
$CN_{TP}$	Corrección del costo base por el número de pasos	$f$	Razón de circulación de la solución
$C_L$	Corrección del costo base de un intercambiador por su longitud.	$fa$	Constante en el costo de los tubos
$Cm_c$	Corrección por el material del canal	$fh$	Factor de corrección del costo por diferentes tipos de cabezales anteriores
$Cm_s$	Corrección por material de coraza	$ft$	Factor de fricción
$Cm_t$	Corrección por el tipo de material de tubos	$g$	Constante de gravedad ( $9.8 \text{ m/s}^2$ )
$Cm_{ts}$	Corrección por el material de los deflectores	$g_a$	Factor de corrección que depende del espesor BWG que se utilice
$CP_S$	Corrección de costo por la presión en el lado de la coraza	$G_b$	Flujo másico de burbuja

h	Entalpía	Pr	Número de Prandtl
$h_c$	Coefficiente de transferencia de calor por convección forzada	Q	Flujo de calor (kW)
$h_i$	Coefficiente de transferencia de calor de tubos	rc	Factor de corrección del costo para el cabezal de parte posterior
$h_{nb}$	Coefficiente de transferencia de calor por cambio de fase	Re	Número de Reynolds
$h_o$	Coefficiente de transferencia de calor del lado de la coraza	Rf <sub>i</sub>	Resistencia por ensuciamiento dentro de tubos
m	Flujo másico (kg/s)	Rf <sub>o</sub>	Resistencia por ensuciamiento en la coraza
$N_{TP}$	Número de pasos de tubos del intercambiador	r <sub>i</sub>	Radio interior del tubo
Nu	Número de Nusselt	r <sub>o</sub>	Radio exterior de tubo
L	Longitud nominal de tubos. (ft)	T	Temperatura
Le <sub>T</sub>	Longitud de entrada equivalente	T'	Temperatura de saturación de la mezcla
P	Presión	U	Coefficiente global de transferencia de calor (W/m <sup>2</sup> -K)
PD <sub>S</sub>	Presión de diseño del lado de la coraza (psi)	UA	Producto Área de transferencia por coeficiente global (W/K)
PD <sub>T</sub>	Presión de diseño dentro de los tubos (psi)	X	Concentración masa de LiBr / masa total de solución
pi	Distancia entre tubos	y	Costo de los tubos de acero templado
pq	Factor de corrección del costo para diferentes diámetros y arreglos de tubos	$\Delta T_m$	Temperatura media logarítmica

**Letras griegas**

$\rho$	Densidad ( $\text{kg/m}^3$ )
$\rho_a$	Densidad promedio del aire
$\varepsilon$	Efectividad de transferencia de calor
$\phi_s$	Factor de corrección de viscosidad para fluidos dentro de tubos $(\mu/\mu_w)^{1.4}$
$\lambda$	Conductividad térmica ( $\text{W/m-K}$ )
$\mu$	Viscosidad (cpoise)
$\delta_x$	Espesor de película para condensación

**Subíndices**

a	Absorbedor
c	Condensador
e	Evaporador
g	Generador
hx	Intercambiador de solución
[1...18]	Específicos de las corrientes numeradas

## RESUMEN

En el presente proyecto se analiza un sistema de absorción de H<sub>2</sub>O/LiBr para evaluar la posibilidad de operarlo con energía solar. Este estudio, basado en la modelación matemática y simulación computacional del ciclo de refrigeración, es una aplicación del uso de fuentes alternas de energía para la disminución de la demanda eléctrica y las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera.

En el primer capítulo se exponen los antecedentes de este concepto, una introducción a los colectores solares, a la energía solar y a la Casa Solar del Tecnológico de Monterrey; de la que se recibió el apoyo para la realización de esta investigación con los datos de los colectores solares y la carga de enfriamiento a analizar.

El ciclo de refrigeración por absorción es descrito en el segundo capítulo; se presentan las propiedades del refrigerante y del absorbente, obtenidas mediante el software Engineering Equation Solver (EES) para facilitar los cálculos. Aquí se describirá brevemente las ventajas de este tipo de enfriamiento, las funciones de cada componente y la explicación del proceso de absorción.

El tercer capítulo describe el ciclo de refrigeración por absorción. Se determinan las variables fijas para la investigación y se presentan las cargas térmicas de cada parte del ciclo.

El dimensionamiento de los componentes se plantea en el cuarto capítulo. Esta sección es auxiliada por el software HTRI Xchanger Suite 5.0 que además de utilizar los valores previamente calculados en el análisis termodinámico del ciclo, presenta la geometría, forma y tamaño del generador, el condensador, el intercambiador de calor de la solución, el evaporador, el absorbedor y la torre de enfriamiento.

## **Diseño de un enfriador de agua con el sistema de absorción Agua/Bromuro de Litio (H<sub>2</sub>O/LiBr) operado con energía solar.**

### **CAPÍTULO 1.- INTRODUCCIÓN**

*Este primer capítulo se presenta para sensibilizar al lector sobre el problema a resolver. Se describen los antecedentes más importantes en el ramo de la refrigeración por absorción solar y los colectores solares con los que cuenta la Casa Solar. Se presentan los objetivos y la metodología realizada en el desarrollo de la tesis.*

#### **1.1 Importancia de la refrigeración por absorción**

Refrigerar consiste en conseguir una temperatura más baja que la del medio inmediato. En cualquier sistema práctico de refrigeración, la obtención y el mantenimiento de la baja temperatura requiere de extracción de calor del cuerpo a refrigerar cediendo éste calor a un medio de mayor temperatura.

En otro tiempo, el uso principal de la refrigeración era la producción del hielo. Hoy, la refrigeración es esencial en diferentes ramos, como el alimenticio, la industria mecánica, la manufacturera, por mencionar algunas. Una forma de aplicación de la refrigeración igual de importante es el aire acondicionado para el confort humano; que es un gran campo de oportunidad en investigación en una ciudad como Monterrey con temperaturas promedio de 36.5° C en verano.

La energía eléctrica suministrada a un equipo de enfriamiento de aire típico es obtenida a través de diferentes tipos de plantas que generan potencia. Estas plantas operan en su mayoría, a través de la quema de combustibles fósiles aumentando la contaminación ambiental. La disminución de emisiones de CO<sub>2</sub> y demás gases de efecto invernadero es la mayor presión que se ejerce sobre los industriales y los gobiernos de los países de todo el mundo. Debido a esto, para el sector energético se vuelve imperativo realizar cambios en la obtención de energía y disminuir la contaminación que proviene de su generación. Es aquí cuando las fuentes alternas de energía cobran mayor relevancia.

Una fuente renovable de energía es la solar. El sol proporciona energía al planeta Tierra desde el inicio de su formación y recientemente se han intensificado los esfuerzos por utilizarla de un modo más generalizado. Los colectores solares pueden alimentar energía térmica a un sistema de refrigeración por absorción. De esta manera, la cantidad de energía que irradia sobre una ciudad con el clima y las condiciones geográficas de Monterrey podría ser utilizado para mitigar el calor en espacios cerrados.

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor puede ser un método eficiente para refrigerar. Sin embargo, la energía de entrada es trabajo mecánico proporcional al volumen específico del fluido a comprimir. Dado que para el vapor, el volumen específico es muy grande, el trabajo consumido por el vapor suele ser bastante elevado. En la refrigeración por absorción, se eleva la presión del refrigerante en estado líquido, el cual posee un volumen específico que utiliza una cantidad de energía mecánica mucho menor a la utilizada por un sistema de compresión.

La refrigeración por absorción utiliza una mezcla binaria de dos sustancias homogéneas; las más utilizadas son las mezclas de Amoníaco/Agua y Agua/ Bromuro de Litio. En la primera, el refrigerante es el amoníaco; un compuesto que tiene elevado calor latente de vaporización y permite presiones de evaporación para favorecer la transferencia de calor. Desafortunadamente, el amoníaco es un irritante fuerte, ligeramente tóxico y es volátil. Por éstas características, la mezcla de Agua/ Bromuro de Litio es más confiable y segura en aplicaciones de gran escala con la limitante para enfriar a temperaturas no menores de 3° C a la cual el refrigerante, en este caso agua, inicia su congelamiento.

## **1.2 Antecedentes**

El proceso de absorción para la producción de frío fue descubierto por Michael Faraday en 1824. Faraday observó que el cloruro de plata absorbía vapor de amoníaco y al mismo tiempo el recipiente del amoníaco se enfriaba. Posteriormente, se reveló que el hielo podía producirse por la evaporación de agua pura de un recipiente dentro de un contenedor en presencia de ácido sulfúrico; éste ácido, absorbía vapor de agua causando una reducción de la temperatura y la aparición de escarcha en la superficie del agua.

En 1859 Ferdinand Carre introdujo en Estados Unidos el primer refrigerador. Una máquina usando agua y amoníaco como fluido de operación, la cual fue empleada para almacenar alimentos y crear hielo. En los 50's se creó un sistema con bromuro de litio y agua de una etapa para aplicaciones industriales. Años más tarde los sistemas de absorción de dos etapas se desarrollaron con alta eficiencia.

Los estudios sobre la refrigeración con energía solar iniciaron años atrás. Trombe y Foex (1957) produjeron 9 kilogramos de hielo usando un ciclo de refrigeración directamente calentado con energía solar. Chung (1959) diseñó colectores solares planos que proveen la temperatura para operar un ciclo de absorción con éter glicólico que trabajaba ocho horas al día. Chinnapa (1962) estudió el efecto de almacenar la energía solar probando un refrigerador intermitente con el sistema de Amoníaco/Agua operado por un colector solar plano. Khan y Bergquam (1995) concluyeron que los sistemas de absorción asistidos por energía solar eran una alternativa para aire acondicionado al probar un modelo a gran escala para una biblioteca [1].

Uno de los proyectos conocidos recientemente es el de un enfriador de dos etapas operado con energía solar desarrollado por Solar Enterprises International (SEI) en Sacramento California en 2002. Éste equipo, con capacidad de 20 toneladas de refrigeración, demostró que los colectores solares pueden remplazar parcialmente los sistemas eléctricos, y ahorrar dos terceras partes de la energía utilizada para el enfriamiento [2].

El sistema de refrigeración con  $H_2O/LiBr$  resulta ser el ideal para probar la viabilidad del enfriamiento solar debido a sus propiedades de alta estabilidad química, fácilmente separable y de baja toxicidad [3].

### **1.3 Justificación del uso de la energía solar**

La refrigeración por absorción presenta desventajas al momento de compararse con la refrigeración por compresión de vapor. Sin embargo, la ventaja económica de tener energía calorífica barata de los paneles solares se vuelve significativa ante el variante precio del combustible fósil.



La ciudad de Monterrey se encuentra ubicada a  $21.52^\circ$  Latitud Norte y  $104.9^\circ$  Longitud Oeste. Tiene un máximo de irradiación global diaria promedio en el mes de Julio de  $21 \text{ MJ/m}^2$  y un mínimo en diciembre de  $11 \text{ MJ/m}^2$  [7]. Lo cual nos permite afirmar que la región es apropiada para la instalación de sistemas que requieren incidencia solar.

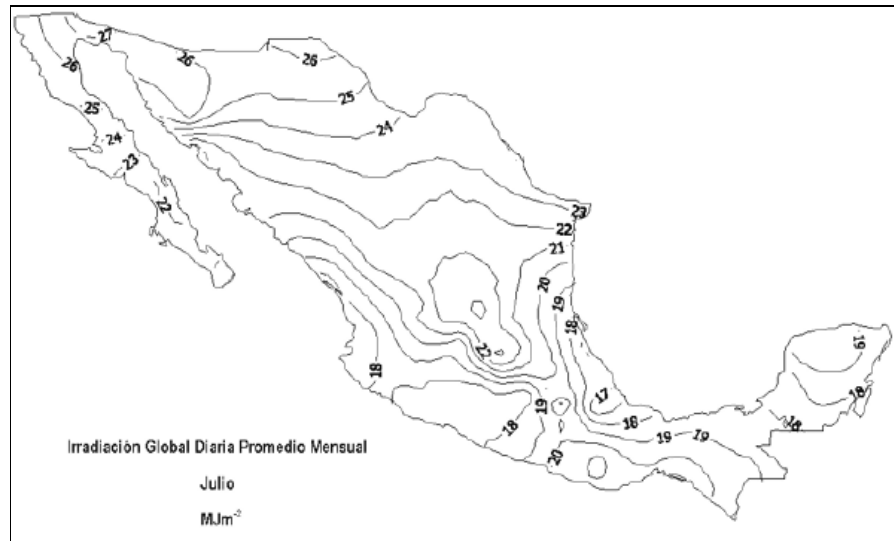


Fig. 1.1. Irradiación global diaria promedio mensual ( $\text{MJ/m}^2$ ) en julio [7].

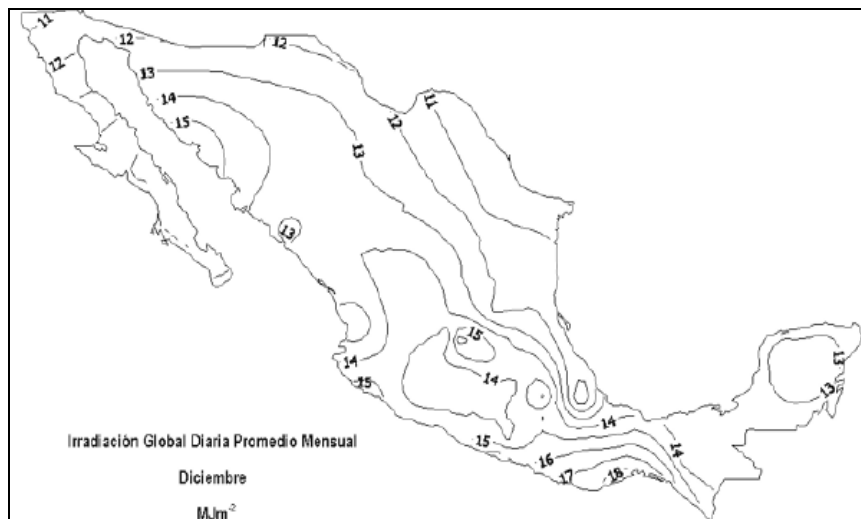


Fig. 1.2 Irradiación global diaria promedio mensual ( $\text{MJ/m}^2$ ) en diciembre [7].

Para calentar agua, la casa solar del Tecnológico de Monterrey cuenta con dos tipos de colectores solares; los de placa plana y los de tubo a vacío. Los colectores de placa plana tienen una caja rectangular para encerrar sus componentes, un aislamiento en la parte de abajo, una cubierta de cristal y una placa que absorbe la energía solar. Estos colectores calientan el agua a una temperatura promedio entre los 80° y 98° C

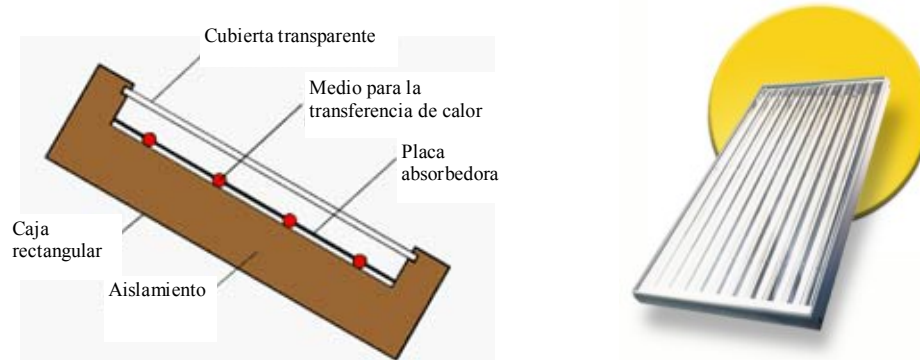


Fig. 1.3 Esquema de un colector solar de placa plana [8]

El otro tipo de colectores, son los compuestos por heat pipes<sup>1</sup> en tubos de vidrio al vacío que tienen varias placas que absorben la radiación solar, pegadas cada una a un delgado tubo que contiene fluido caloportador que se calienta y evapora a lo largo de todo el tubo pero se condensa en el extremo al ponerse en contacto en la parte superior con otro fluido que se desea calentar. Las placas absorbedoras se colocan rodeando al heat pipe dentro de un tubo de vidrio al que se le extrae el aire.

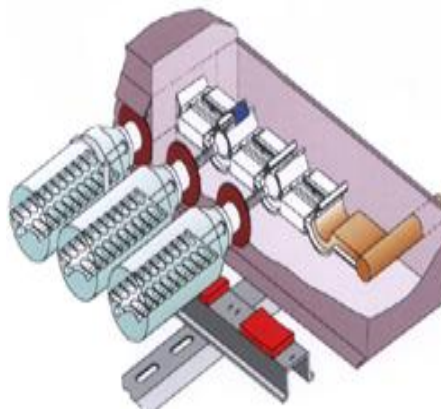


Fig. 1.4 Colector solar al vacío [8]

<sup>1</sup> Del inglés *heat pipe evacuated tube* se traduce como tubo de calor en un tubo al vacío.

Es importante recalcar que el fluido caloportador dentro del heat pipe se encuentra aislado del exterior; solamente la pared del extremo amplio se pone en contacto con un tanque o tubería que transporta el fluido a calentar, dando lugar al fenómeno de conducción mediante la transferencia de calor entre dos sólidos. Los heat pipe pueden operar horizontalmente, pero su funcionamiento mejora si se instalan con cierta inclinación sobre el suelo para favorecer el retorno del líquido por las paredes internas. De acuerdo con las condiciones locales, la inclinación óptima de estos paneles se da al orientarse hacia el sur con una inclinación sobre la horizontal de  $36^\circ$ . [12, 8]

En la Casa Solar, los 29 colectores solares de tubo a vacío calientan el agua para el sistema absorción con  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  que tiene capacidad de 3 toneladas de refrigeración. La simulación se realizará tomando como base una temperatura de agua caliente de los colectores de  $105^\circ\text{C}$  y se estimarán las cargas térmicas de cada componente de un ciclo de absorción operado con  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  para reemplazar al ciclo de amoníaco/agua de 5 toneladas de refrigeración que opera con gas natural. Originalmente el equipo operado por quema de gas natural, se adquirió sólo para comparar datos de eficiencia y temperatura contra la refrigeración por absorción solar y ahora sólo se utiliza el dato de su capacidad para dimensionar el equipo propuesto.



Fig. 1.5 Colector de tubos al vacío de la Casa Solar.

## 1.4 Objetivos

El análisis se enfocará al dimensionamiento de los equipos de transferencia de calor de un sistema de refrigeración por absorción. Se pretende demostrar su factibilidad operativa y que el ahorro de energía se mantiene durante el tiempo de su operación. La simulación será dirigida a encontrar la energía calorífica necesaria para enfriar el agua en un sistema de absorción. La Fig. 1.6 muestra la idea simplificada del proceso completo. Los colectores solares son con los que actualmente cuenta la casa solar, la torre de enfriamiento es utilizada para aumentar el coeficiente de desempeño del sistema y el sistema de aire acondicionado se muestra sólo como complemento.

Se mostrarán las dimensiones del generador, condensador, economizador (HX), el absorbedor, el evaporador y de la torre de enfriamiento. El diseño de los componentes de la humidificación del aire no se presentará ya que no se considera parte del objetivo principal de ésta tesis.

## 1.5 Metodología

Se modelará el ciclo de refrigeración por absorción a través de conceptos de termodinámica mediante programas computacionales para realizar estudios que ayuden a tomar decisiones sobre el diseño del equipo.

En la primera parte se utilizará el software Engineering Equation Solver (EES) desarrollado por Klein y Alvarado (F-Chart Software) que posee una base de datos con las propiedades de mezcla de Bromuro de Litio para concentraciones en el rango de 40% hasta 70% para presiones entre 5 y 760 mm. de mercurio.

En la sección del dimensionamiento se tendrá el apoyo del software Heat Transfer Research Inc (HTRI) para encontrar el tamaño físico de algunos componentes. En el caso de la torre de enfriamiento, se tomará en cuenta la metodología del manual Cooling Technologies de Marley Co.[10]

Para el análisis económico se utilizarán los conceptos explicados por Peters M.S y Timmerhaus K.D.[11] para calcular el ahorro de energía si operara con quema de gas natural.

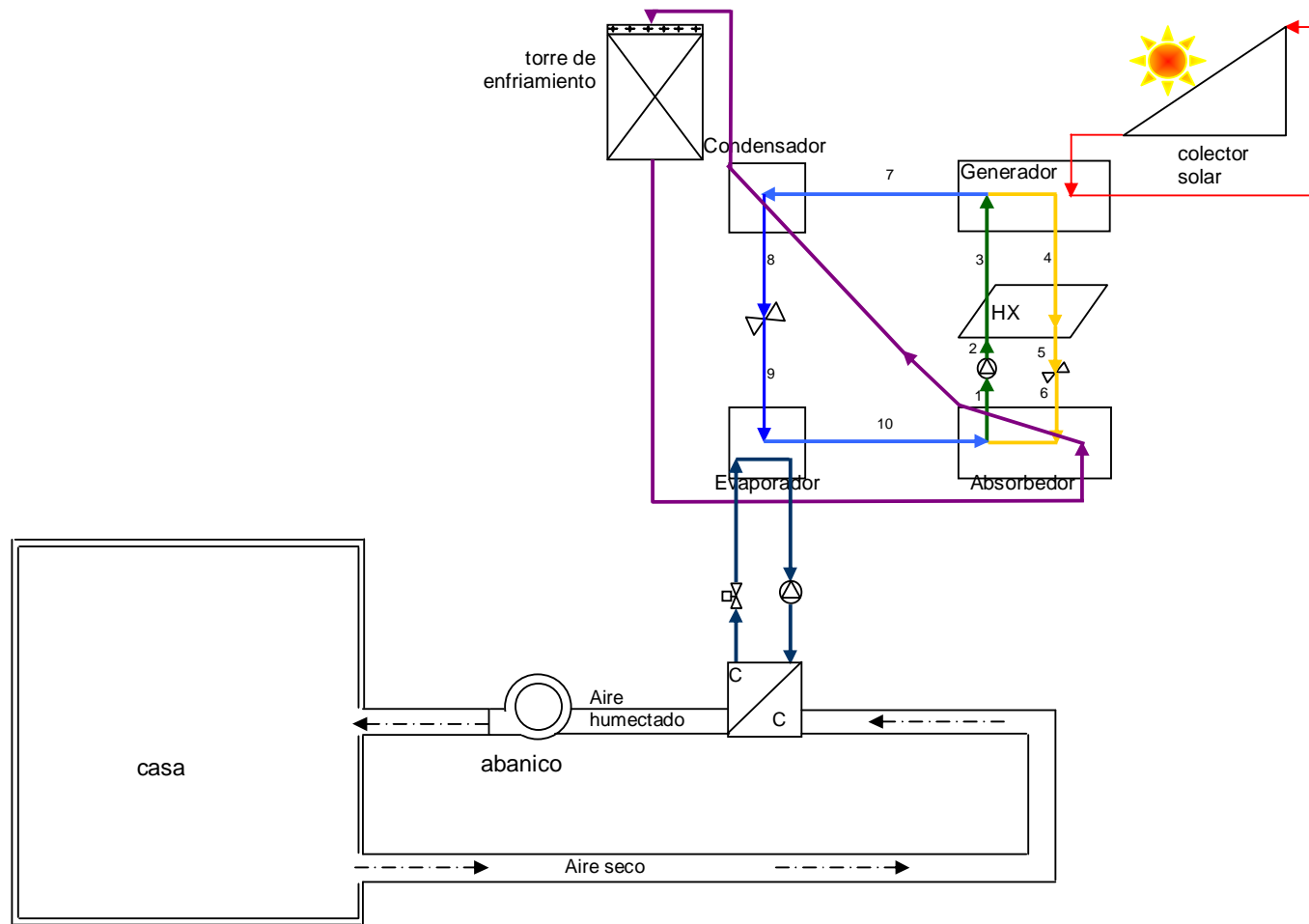


Fig. 1.6 Esquema del proceso de acondicionamiento de aire propuesto

## **CAPÍTULO 2.- SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCIÓN AGUA- BROMURO DE LITIO**

*A continuación se describen las características de los fluidos de trabajo dentro del ciclo de absorción. Se presentan las propiedades del refrigerante, el absorbente y la mezcla de ambos. Se muestran las correlaciones usadas por el software EES para cálculo de entalpías, densidades, conductividad térmica y viscosidad de la solución de Bromuro de Litio a diferentes concentraciones. Por último se describen los componentes principales del ciclo y el mecanismo de refrigeración por absorción.*

### **2.1 Propiedades del refrigerante y el absorbente.**

El término absorción se define de distintas formas dependiendo el ámbito en el que se emplee: desde el físico, biológico o químico, hasta el economista o político. Para objetivos de ésta investigación se limitará a decir que la *absorción* es una operación unitaria de transferencia de materia en la que un líquido disuelve determinados componentes de un gas. [13]

Algunos pares de sustancias tienen una afinidad tal, que cuando hacen contacto una absorbe completamente a la otra: la sustancia que absorbe se llama *absorbente*, puede ser sólida, líquida o gaseosa, y el fluido que es absorbido es el *sustrato*. En las máquinas de absorción éstos dos fluidos que deben cumplir ciertas características para una operación óptima. Entre las más importantes destacan:

- Miscibilidad de la combinación absorbente/refrigerante dentro de un rango de temperaturas establecido.
- Una diferencia significativa entre el punto de ebullición del refrigerante puro y la mezcla a la misma presión.
- El refrigerante debe tener un calor latente alto para mantener la razón de circulación del refrigerante y el absorbente al mínimo.

- El refrigerante debe ser más volátil que el absorbente de manera que sea fácilmente separable por calentamiento.
- El refrigerante y el absorbente no pueden ser corrosivos, tóxicos, de alto costo ni formar una mezcla químicamente inestable.

Aunque existen 40 compuestos refrigerantes y 200 absorbentes [14]; los fluidos de trabajo más comunes son NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O (Amoníaco/Agua) y H<sub>2</sub>O/LiBr (Agua/Bromuro de Litio). La siguiente tabla resume las características de éstos pares de fluidos:

Tabla 2.1 Propiedades de los pares de fluidos comúnmente usados en Absorción. [13]

Propiedad	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O/LiBr
<b>Refrigerante</b>	Amoníaco	Agua
Calor latente de vaporización	1371.2 kJ/kg Bueno	2260 kJ/kg Excelente
Presión de Vapor	8.88 bar (@ 20 °C) Muy alta	0.98 bar (@ 20° C) Muy baja
Punto de fusión	-78° C Excelente	0° C Limita su aplicación
Viscosidad	0.0098 cp (@ 20°C) Buena	1 cp (@ 20° C) Buena
<b>Absorbente</b>	Agua	Solución Bromuro de Litio
Presión de vapor	Baja	Excelente
Viscosidad	Buena	Buena
<b>Mezcla</b>		
Formación de sólidos	Excelente, rara vez existen	Aplicación limitada por la concentración y presión.
Toxicidad	Alta. Irritante y corrosivo.	Baja
Afinidad entre el refrigerante y el absorbente	Buena	Buena

La mezcla NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O requiere un rectificador para separar el amoníaco; ya que si algo de agua pasa al evaporador, afectaría la eficiencia de refrigeración. Las mayores

desventajas de este par de fluidos son las altas presiones de operación, el grado de toxicidad del amoníaco y la corrosión que causa en las tuberías.

Debido a la no volatilidad del Bromuro de Litio, un sistema con la mezcla  $H_2O/LiBr$  no necesita del rectificador. Las temperaturas para su operación son bajas ( $75 - 120^\circ C$ ) lo que lo hace ventajoso para obtener enfriamiento a temperaturas de  $4$  a  $12^\circ C$  [13]. En este caso el agua es el sustrato y una solución de Bromuro de Litio el absorbente.

### **2.1.1 Refrigerante**

La Asociación Americana de Ingenieros de calefacción, refrigeración y aire acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés) ha adoptado un sistema específico para nombrar los refrigerantes. Los números para los refrigerantes inorgánicos se designan sumando 700 al peso molecular del compuesto; de este modo el amoníaco es el refrigerante 717, mientras que el agua es el refrigerante 718. Cabe destacar que el sistema Agua/Bromuro es la única aplicación en la que el agua se usa como refrigerante ya que su temperatura de congelación ( $0^\circ C$ ) limita su uso en sistemas de compresión mecánica.

El agua es el fluido universal; no tiene color, olor ni sabor. Su punto de ebullición a presión atmosférica es  $100^\circ C$ , y su punto de congelación es de  $0^\circ C$ . La densidad máxima del agua líquida es  $1 \text{ g/cm}^3$ , alcanzándose este valor a una temperatura de  $3.8^\circ C$ ; la densidad del agua sólida es menor que la del agua líquida a la misma temperatura, es de  $0.917 \text{ g/cm}^3$ . El calor específico del agua líquida a  $25^\circ C$  es de  $4.18 \text{ J/g } ^\circ C$ . El calor latente de fusión del hielo a  $0^\circ C$  es  $335 \text{ kJ/kg}$  y el calor latente de evaporación del agua a  $100^\circ C$  es  $2260 \text{ kJ/kg}$ .

### **2.1.2 Absorbente**

Un absorbente es una sustancia que atrae y retiene otros líquidos. Para el sistema de interés; una solución acuosa de Bromuro de Litio es el absorbente y su concentración (X) es una relación entre una masa de un constituyente y la masa de la mezcla:



$$X = \frac{\text{masa de LiBr}}{\text{masa total de solución}} \quad (2.1)$$

El *Bromuro de Litio* es un compuesto químico de Litio y Bromo que es higroscópico y se usa frecuentemente como desecante. Causa irritación al contacto con los ojos y puede causar depresión del sistema nervioso central si se consume en grandes dosis. Su estructura molecular es cúbica similar a la de la sal común (NaCl). Su peso molecular es 86.85 gramos, su densidad en estado sólido es 3.464 g/cm<sup>3</sup>, su punto de fusión a presión atmosférica es a los 552° C y su punto de ebullición ocurre a los 1265° C. Su solubilidad en agua es de 177 g/100 ml y tiene la apariencia de un polvo cristalino blanco. Su propiedad para atraer moléculas de agua se encuentra presente aún cuando se diluye en agua, esto hace posible su aplicación en sistemas de absorción.

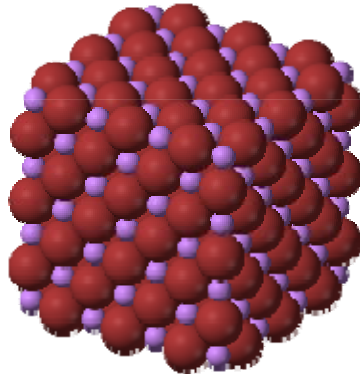


Fig. 2.1 Estructura cúbica del LiBr. Los átomos de Litio se representan con el color púrpura; los de Bromo, de color rojo. [68]

En los sistemas de absorción se encuentran dos concentraciones de Bromuro de Litio; la concentrada o fuerte, que es el absorbente, y la diluida o débil, que es el resultado de la absorción. Las concentraciones fuertes de ésta solución varían en el rango de 50 a 70% para condiciones normales de operación. La mayor limitación de los ciclos que se manejan con este fluido, es la cristalización de las soluciones cuya concentración sobrepase la línea de cristalización que se puede observar en el diagrama:

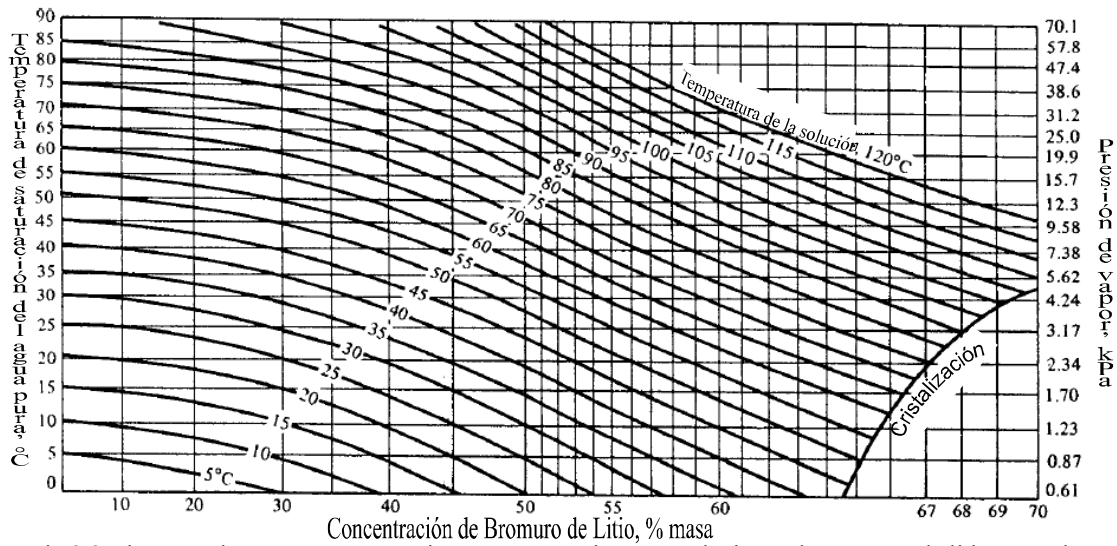


Fig.2.2 Diagrama de Temperatura, Presión y concentración para soluciones de Bromuro de litio saturadas

El precipitado se forma cuando el límite de solubilidad se rebasa. Una vez que las hojuelas empiezan a formarse, proveen de lugares de nucleación propicios para que más cristales se precipiten. Si las condiciones continúan, pronto se formarán sólidos que pueden bloquear por completo una tubería. Por ello, se utilizan diferentes aditivos para evitar la cristalización. Entre los más comunes se encuentran los organofosforos (compuestos orgánicos a base de Fósforo) ya que no modifican las demás propiedades de las soluciones de Bromuro de Litio. El ácido fosfonometilimino bis (2,1-etenodilnitrilobismetileno) tetrakis-fosfónico (DTPMP, fórmula  $C_9H_{28}N_3O_{15}P_5$ ) es el inhibidor de cristalización más destacado; es el más comercializado y se descompone a temperaturas superiores a los 240° C lo que permite su uso casi ilimitado dentro de la refrigeración por absorción [15].

Otra característica negativa de la solución Bromuro de Litio, es que carcome los metales. Uno de los materiales más resistentes a la corrosión del Bromuro de Litio diluido es el acero inoxidable. Entre mayor sea su contenido de níquel y molibdeno, el acero presentará mejor resistencia [16]. El uso de aditivos como el propanediol [17] evitará la corrosión, sin embargo, modificará las propiedades de la solución. Por ello, sólo se considerará que los componentes necesarios serán construidos de un material con alto contenido de estos dos elementos.

Comercialmente, el octanol es un aditivo para asegurar la transferencia de masa durante la absorción, la cual se limita cuando el absorbente y el sorbente están en fase líquida. El efecto de convección Marangoni aún no ha sido del todo explicado por modelos matemáticos [18] sin embargo ha demostrado no afectar en las propiedades termodinámicas de la solución y sólo afectar en la efectividad de la transferencia de calor y masa. [19]

## 2.2 Cálculo de propiedades termodinámicas de la solución acuosa LiBr

Las propiedades de la mezcla dependen de la concentración en porcentaje de masa de Bromuro de Litio en agua, la presión y la temperatura. Desde 1976 la ASHRAE ha trabajado para revisar éstas propiedades bajo correlaciones computacionales y experimentales. [22] La representación gráfica de la entalpía en función de la concentración a diferentes temperaturas se representa en la Fig. 2.3.

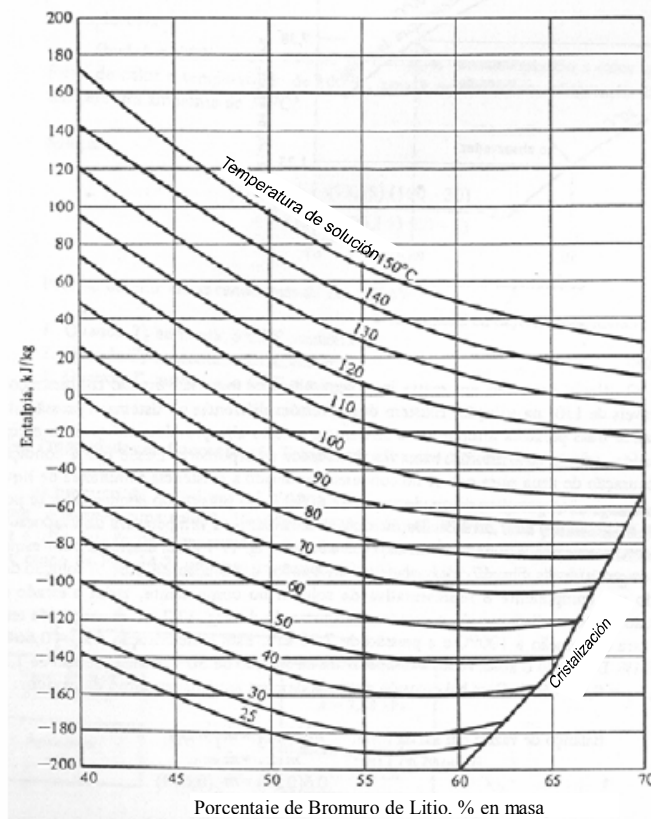


Fig. 2.3 Diagrama Entalpía concentración para soluciones saturadas de Bromuro de Litio

La ecuación para la entalpía en unidades SI:

$$h(T, X) = 2.326(A + B(1.8t + 32) + C(1.8t + 32)^2) \quad (2.2)$$

Donde:

$$A = -1015.07 + 79.5387X - 2.358016X^2 + 0.03031583X^3 - 1.400261E - 4X^4$$

$$B = 4.68108 - 3.037766E - 1X + 8.4484E - 3X^2 - 1.047721E - 4X^3 + 4.80097E - 7X^4$$

$$C = -4.9107E - 3 + 3.83184X - 1.078963X^2 + 1.3152E - 7X^3 - 5.897E - 10X^4$$

t es la temperatura de la solución en ° C.

X es la concentración en porcentaje masa de LiBr en el rango de 45% a 70%

h es la entalpía de solución en kJ/kg de solución

La temperatura de mezcla, está en función de la temperatura de saturación T':

$$T' = (a_0 + a_1X + a_2X^2 + a_3X^3)T' + (b_0 + b_1X + b_2X^2 + b_3X^3) \quad (2.3)$$

Tabla 2.2 Parámetros ecuación 2.3

a <sub>0</sub>	-2.00755	b <sub>0</sub>	124.937
a <sub>1</sub>	0.16976	b <sub>1</sub>	-7.7165
a <sub>2</sub>	-3.1333E-3	b <sub>2</sub>	0.152286
a <sub>3</sub>	1.97668E-5	b <sub>3</sub>	-7.9509E-4

La densidad se encuentra de la siguiente manera:

$$\rho(T, X) = \sum_{k=1}^5 X^{k-1} [G_{0,k} + T(G_{1,k} + TG_{2,k})] \quad (2.4)$$

Con la temperatura T en K, X en % masa LiBr. La densidad se obtiene en kg/m<sup>3</sup>.

Tabla 2.3 Parámetros para la densidad. Ecuación 2.4

G <sub>i,j</sub>	J=1	j=2	j=3	j=4	J=5
i=0	9.99100E02	7.74931	5.36509E-03	1.34988E-03	-3.08671E-06
i=1	-2.39865E-02	-1.28346E-02	2.07232E-04	-9.08213E-06	9.94788E-08
i=2	-3.90453E-03	-5.55855E-05	1.09879E-05	-2.39834E-07	1.53514E-09

La conductividad térmica se relaciona:

$$\lambda(T, X) = A(T) + B(T)X + C(T)X^2 \quad (2.5)$$

$$A(T) = a_1 + a_2T + a_3T^2$$

$$B(T) = b_1 + b_2T + b_3T^2$$

$$C(T) = c_1 + c_2T + c_3T^2$$

Con la temperatura en Kelvin se obtiene la  $\lambda$  en W/m-K

Tabla 2.4 Parámetros para la conductividad térmica Ecuación 2.5

a <sub>1</sub>	-1407.53	b <sub>1</sub>	38.9855	c <sub>1</sub>	-0.265025
a <sub>2</sub>	11.0513	b <sub>2</sub>	-0.240475	c <sub>2</sub>	1.51915E-3
a <sub>3</sub>	-1.46741E-2	b <sub>3</sub>	3.48073E-4	c <sub>3</sub>	-2.32262E-6

La viscosidad se correlaciona con la siguiente ecuación:

$$\ln \mu(T, X) = A_1 + \frac{A_2}{T} + A_3 \ln T \quad (2.6)$$

Donde:

$\mu$ : es la viscosidad en centipoise

T: es la temperatura en K

$$A_1 = -494.122 + 16.3967X - 0.14511X^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568X + 8.52755X^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014X + 0.0207809X^2$$

X: es la concentración de LiBr en la mezcla en porcentaje masa.

La viscosidad y la conductividad térmica no dependen de la presión. Para las otras propiedades, la presión de saturación se calcula con una iteración en la ecuación de la temperatura de saturación mostrada en la ecuación 2.3.

Las ecuaciones de la 2.2 a la 2.6 forman parte de la librería del software Engineering Equation Solver (EES). De este modo, la obtención de los valores de Entalpía, Presión

de saturación, Calidad de vapor de la mezcla en equilibrio, Temperatura de saturación, Volumen de saturación, Viscosidad y concentración saturada se hace más fácil.

Se han realizado diferentes investigaciones para mejorar los resultados de las estimaciones de las propiedades con diferentes ajustes basándose en datos experimentales; más se considera que el error arrojado por estas correlaciones siguen siendo adecuadas para la fase de diseño preliminar [21,22].

El agua es uno de los fluidos más analizados, por ello no se presentan ecuaciones para determinar sus propiedades ya que con el uso de tablas y correlaciones se tienen resultados que cuantifican el comportamiento de este fluido como refrigerante.

### **2.3 Mecanismo de la Refrigeración por Absorción**

Un ciclo de compresión de vapor trabaja con un refrigerante en fase vapor a alta temperatura y presión. Posteriormente, éste vapor se condensa y se evapora a baja presión para extraer calor del medio a ser enfriado. La diferencia entre los sistemas de absorción y los de compresión de vapor, es el método que se usará para transportar el refrigerante de la parte de baja presión del ciclo a la parte de alta presión; ya que en lugar de un compresor para realizar dicha acción, el sistema de absorción utiliza un proceso químico.

El refrigerante en vapor se absorberá a una baja presión; la temperatura disminuirá como resultado de la vaporización y provocará el efecto refrigerante. Al mismo tiempo, la concentración del absorbente se vuelve más diluida debido al alto contenido del refrigerante absorbido. El refrigerante se separa en fase vapor agregando calor. El refrigerante, nuevamente en fase vapor será condensado transfiriendo energía calorífica a los alrededores. En otras palabras, el ciclo de refrigeración por absorción es una combinación del proceso de evaporar el refrigerante y separarlo como se esquematiza en la siguiente figura.

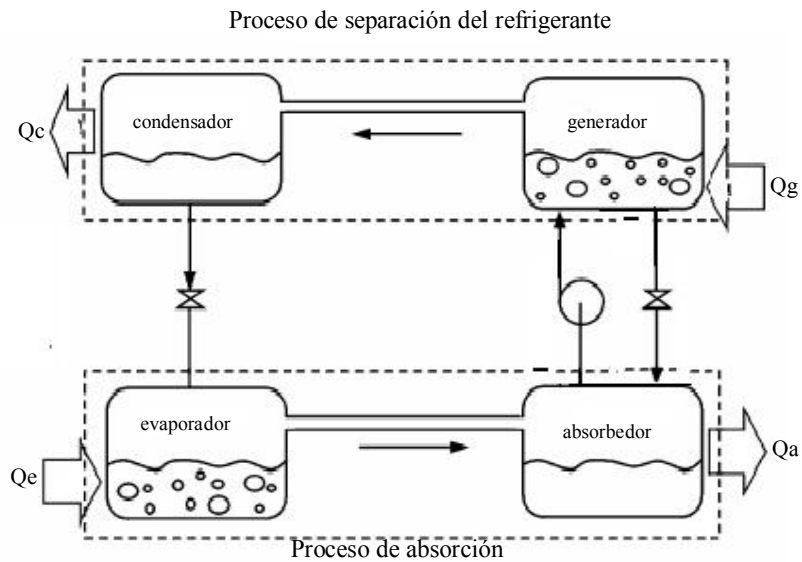


Fig. 2.4. Procesos que ocurren en un ciclo de absorción continua. La absorción se lleva a cabo en el absorbedor y en el evaporador; mientras que la separación, en un generador y un condensador.

En un sistema de absorción, la presurización es acompañada por la disolución de un refrigerante en líquido (absorbente) en la sección del Absorbedor, posteriormente ésta solución es bombeada a alta presión con una bomba de líquido ordinaria. El refrigerante de baja ebullición es extraído de la solución por la adición de calor en el Generador. El vapor refrigerante se regresa a su estado líquido en el Condensador se le baja su presión y en el Evaporador se utiliza su calor de cambio de fase para realizar enfriamiento. El ciclo se repite.

### 2.3.1 Componentes del ciclo de absorción

#### Absorbedor

En el absorbedor, el vapor de baja presión es condensado y absorbido por la solución concentrada. El mezclado entre ambos es posible debido a la afinidad entre las moléculas del absorbente y del refrigerante. El calor de condensación y el calor de absorción deben ser removidos por un sistema de eyección o de enfriamiento. Después de que el refrigerante vapor y la solución fuerte se combinan, la solución se convierte en una solución débil y es bombeada al generador.

### **Bomba de la solución**

Esta bomba se utiliza para trasladar la solución débil del absorbedor al generador. Es un punto donde la solución se transporta de un estado de baja presión a uno de alta presión.

### **Válvula de regulación**

Su función es regular la presión de entrada de la solución fuerte al absorbedor.

### **Generador**

También llamado *desorbedor*. En el generador, la energía térmica es introducida para separar el refrigerante del absorbente mediante un proceso de ebullición. La solución queda entonces más concentrada y se regresa al absorbedor para repetir el proceso del ciclo. Las formas más comunes de administrar la energía requerida para la separación es el intercambio de calor con vapor o por agua caliente.

En este caso, se suministrará calor por medio del agua caliente que proveniente de los paneles solares. Como se había mencionado antes, las temperaturas del generador necesarias para el fluido de trabajo LiBr- Agua son bajas y son alcanzadas por colectores planos o por colectores de tubo a vacío.

### **Condensador**

Una vez que el refrigerante cambió a fase vapor, fluye hacia el condensador, donde cambia su fase a líquido y se expulsa calor. Una forma de retirar éste calor es por medio del intercambio con agua fría proporcionada por una torre de enfriamiento o un sistema similar al utilizado por el absorbedor. Los condensadores que usan enfriamiento por agua son los más comunes.

### **Válvula de expansión**

El refrigerante líquido caliente es expandido isoentrópicamente a través de éste orificio a una presión más baja.

### **Evaporador**

El refrigerante líquido se vaporiza a una temperatura baja, al tiempo que extrae calor por el cambio de fase. El refrigerante se recircula continuamente mediante una bomba



para asegurar la evaporación completa. El calor procedente del agua de la corriente externa evapora el agua refrigerante enfriándose así misma.

### Intercambiador de calor de la solución

Realiza el intercambio de calor entre las corrientes de solución débil que se dirige al generador y solución fuerte que retorna al absorbedor. Evita el choque térmico en el generador y reduce la cantidad de energía que se debería invertir en la separación del refrigerante.

Al comparar los elementos que forman un ciclo de absorción con las partes del ciclo de compresión de vapor, se observa que el condensador, el evaporador y la válvula de expansión son los mismos; en tanto, el absorbedor y el generador se combinan para funcionar como un compresor.

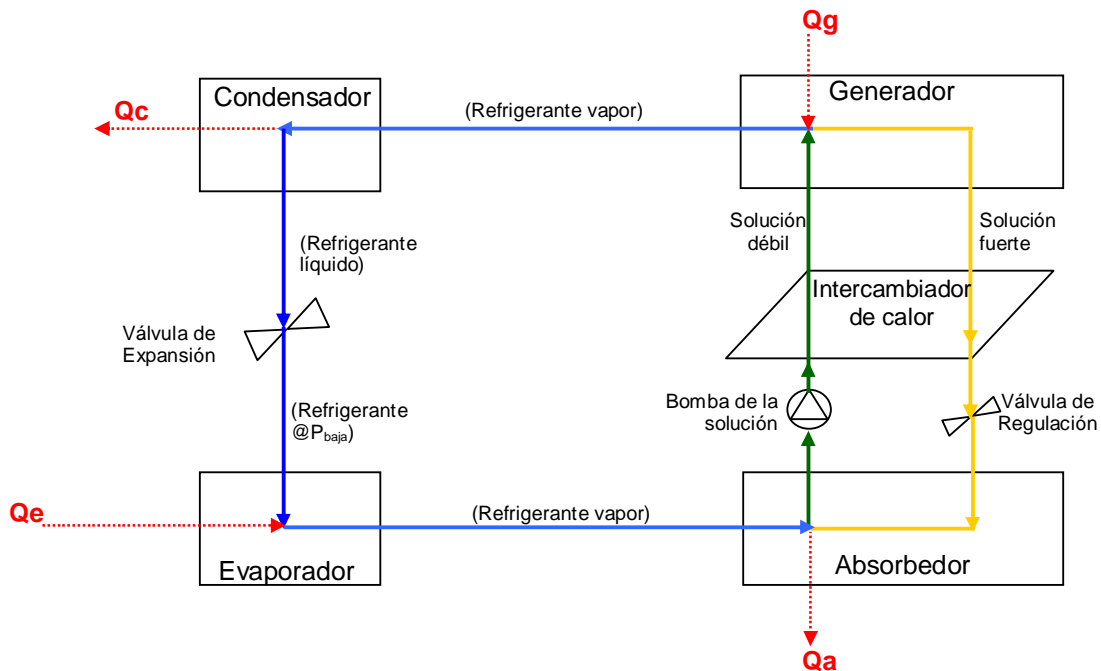


Fig. 2.5 Esquema del ciclo de refrigeración por absorción

### 2.3.2 Ventajas de la aplicación.

Para producir el frío, las unidades de absorción utilizan calor en lugar de energía mecánica. Las fuentes de calor pueden ser el gas natural, el petróleo, el vapor agotado,

la energía eléctrica o la energía solar. Comercialmente se usan en unidades de aire acondicionado de gran capacidad; es por ello que la investigación de un sistema a tamaño doméstico considerando el uso de paneles solares es una oportunidad para ampliar un mercado inexistente.

Entre las ventajas de usar unidades de absorción se tienen las siguientes:

1. Entorno: Las unidades de absorción utilizan refrigerantes que tienen un factor de destrucción del ozono nulo.
2. Energía: Utilizan calor en vez de energía eléctrica.
3. Servicio: Tienen pocas partes en movimiento. Requieren un mínimo de servicio y mantenimiento. Su vida normal es más larga que la de unidades eléctricas.
4. Costo de operación: Según se favorezca la relación entre el costo de la energía térmica con la eléctrica o la inversión de colectores solares.

Las características que deben minimizarse son obviamente el costo de la inversión que requiere su adquisición al compararse con el uso de energía térmica barata; indagar las posibilidades de reducir o aumentar la capacidad de enfriamiento de una misma unidad para hacerla más versátil y analizar el espacio donde se instalará el equipo.

## CAPITULO 3.- ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

Se realiza la descripción del ciclo de refrigeración por absorción con el fluido de trabajo descrito en el capítulo anterior. Se presentan las suposiciones realizadas para determinar las cargas térmicas de cada componente; la determinación de variables a controlar según el conteo de los grados de libertad y se enumeran las variables de entrada al sistema. Se obtienen los resultados de los cálculos termodinámicos para cada corriente y se realiza la comparación con datos esperados de equipos similares.

### 3.1 Suposiciones para el modelo matemático

El esquema del sistema termodinámico a analizar se presenta en la Fig. 3.1. A la Fig. 2.5 se incorporan las corrientes de agua de los colectores solares, las del agua de condensación proveniente de una torre de enfriamiento y las del agua a enfriar. Como ya se había mencionado antes, este sistema consta básicamente de un generador, absorbedor, condensador, evaporador, una bomba para la solución, válvulas de expansión y un recuperador de calor de solución signado HX.

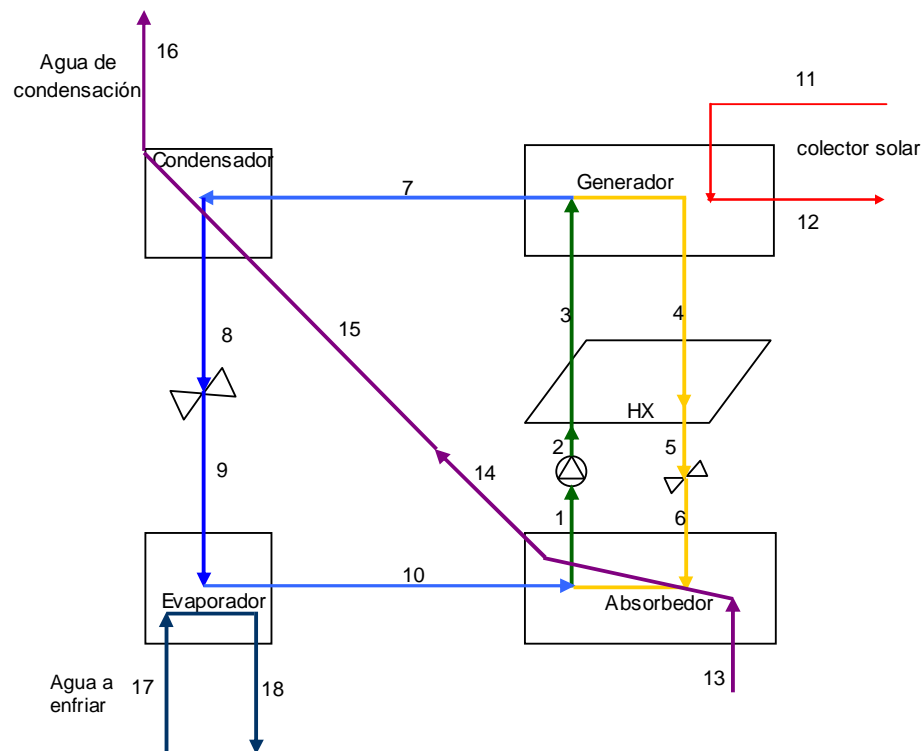


Fig. 3.1 Sistema de absorción de Agua/Solución Bromuro de Litio con corrientes externas.

Para simplificar el análisis de los intercambiadores y las propiedades del fluido de trabajo se realizaron las siguientes suposiciones:

- El sistema opera en estado estacionario.
- El sistema sólo maneja dos presiones.
- El refrigerante se asume ser sólo agua pura; por lo tanto las fracciones másicas de Bromuro de Litio en los puntos del refrigerante son conocidos como cero.
- Existen tres fracciones másicas de Bromuro de Litio en todo el ciclo; la del refrigerante será cero, la del absorbente será la concentrada y la de la solución será la diluida.
- Los restrictores de flujo son adiabáticos.
- No hay pérdidas de calor a través de las tuberías.

El primer paso para representar el modelo matemático es decidir las variables a manipular para posteriormente encontrar una solución al ciclo. El método de selección según los grados de libertad se encuentra mejor descrito en libros de ingeniería citados en la bibliografía.

### 3.2 Determinación de variables a controlar

El análisis termodinámico inicia con los balances de materia y energía de las corrientes participantes en el proceso. Cada componente es un volumen de control con entradas y salidas, por lo que el balance de materia se deduce de:

$$\sum \dot{m}_{entrada} - \sum \dot{m}_{salida} = 0 \quad (3.1)$$

Donde:

$\dot{m}$  : son los flujos de materia

Los balances de energía se obtienen partiendo de la primera ley de la termodinámica, despreciando los cambios de energía cinética y potencial en estado estable sin acumulación dentro del volumen de control:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{entrada}(h)_{entrada} - \sum \dot{m}_{salida}(h)_{salida} = 0 \quad (3.2)$$

Donde:

$\dot{Q}$  es el flujo neto de calor

$\dot{W}$  es el trabajo

$h$  es la entalpía de cada componente

El resumen de los balances de materia y energía del ciclo se presenta en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Balances de materia y energía del sistema de absorción.

Bomba de solución	Bomba de solución
$m_1 = m_2$	$m_1 h_1 + W = m_2 h_2$ (3.11)
$x_1 = x_2$ (3.3)	Intercambiador:
Intercambiador:	$m_2 h_2 + m_4 h_4 = m_3 h_3 + m_5 h_5$ (3.12)
$m_2 = m_3$ $x_2 = x_3$	Válvula de expansión de la solución:
$m_4 = m_5$ $x_4 = x_5$ (3.4)	$h_5 = h_6$ (3.13)
Válvula de expansión de la solución:	Absorbedor:
$m_5 = m_6$	$m_{10} h_{10} + m_6 h_6 = m_1 h_1 + Q_a$ (3.14)
$x_5 = x_6$ (3.5)	Generador:
Absorbedor:	$m_3 h_3 + Q_g = m_4 h_4 + m_7 h_7$ (3.15)
$m_{10} + m_6 = m_1$	Condensador:
$m_{10} x_{10} + m_6 x_6 = m_1 x_1$ (3.6)	$m_7 h_7 = m_8 h_8 + Q_c$ (3.16)
Generador:	Válvula de expansión del refrigerante:
$m_3 = m_4 + m_7$	$h_8 = h_9$ (3.17)
$m_3 x_3 = m_4 x_4 + m_7 x_7$ (3.7)	Evaporador:
Condensador:	$m_9 h_9 = m_{10} h_{10}$ (3.18)
$m_7 = m_8$	
$x_7 = x_8$ (3.8)	
Válvula de expansión del refrigerante:	
$m_8 = m_9$	
$x_8 = x_9$ (3.9)	
Evaporador:	
$m_9 = m_{10}$	
$x_9 = x_{10}$ (3.10)	

Sin las consideraciones anteriores estos balances tendrían un número de soluciones que no son únicas; esto explica el porqué cada investigador o analista tiene diferentes datos de salida o de variables a controlar aún cuando las condiciones de operación son similares. El conteo de ecuaciones se realizó de la siguiente manera:

Tabla 3.2 Variables del sistema contadas a partir de los balances de energía.

Variables	
Internas	
Presión	2
Fracciones masa	2
Flujos másicos	3
Temperaturas	10
Trabajo de bomba	1
Externas	
Temperaturas de entrada	3
Temperaturas de salida	3
Flujos de masa	3
Total de variables:	27

Tabla 3.3 Conteo de ecuaciones del sistema de absorción.

Ecuaciones	
Balances másicos	2
Balances de energía	8
Transferencia de calor	4
Trabajo de bomba	1
Total:	15

Tabla 3.4 Variables de entrada necesarias para obtener el sistema especificado.

Variables de entrada	
Temperaturas de entrada	4
Flujos másicos	1
Temperaturas de salida	3
Presiones de operación	2
Eficiencia del intercambiador	1
Capacidad del Evaporador	1
Total de variables de entrada	12

De acuerdo con la tabla 3.4 se necesitan 12 variables de entrada. Para esta tesis se establecieron los siguientes valores como datos fijos:

1. La temperatura de la solución en el punto 1.
2. La temperatura de entrada del agua de condensación.
3. La temperatura de entrada del agua a enfriar.
4. La temperatura del agua que proviene de los colectores solares.
5. El flujo másico del punto 1.
6. La temperatura de salida del agua de condensación.
7. La temperatura de salida del agua a enfriar.
8. La temperatura de salida del agua de los colectores solares.
9. Presión alta de operación.
10. Presión baja de operación.
11. Eficiencia del intercambiador.
12. La capacidad de enfriamiento del sistema.

El estado de las corrientes se describe a continuación.

Tabla 3.5 Descripción de las corrientes de la Fig. 3.1

Punto	Estado	Suposiciones
1	Solución líquida saturada	La calidad en el vapor se asume cero
2	Solución líquida subenfriada	Estado calculado del modelo de bomba
3	Solución subenfriada	Estado calculado del modelo de intercambiador de calor
4	Solución líquida saturada	Calidad en el vapor se asume cero.
5	Solución líquida subenfriada	Estado calculado del modelo de intercambiador de calor
6	Mezcla vapor líquido	El vapor se evapora debido a la válvula de expansión
7	Vapor de agua supercalentado	Sin contenido de Bromuro de Litio
8	Agua líquida saturada	Se supone sin vapor
9	Estado mezcla líquido vapor	El vapor se evapora al pasar por la válvula de expansión
10	Vapor de agua saturado	Se supone la calidad en el vapor de 1.0

11	Agua calentada por colectores	Se supone una temperatura en estado estable
12	Agua recirculada a colectores	Se supone una pérdida de 10 ° C
13	Agua de la torre de enfriamiento	Se supone una temperatura cercana a la de operación en Monterrey.
14	Agua de salida del absorbedor	Se supone la misma corriente 13
15	Agua entrada al condensador	Se supone la misma corriente 14
16	Agua recirculada a la torre de enfriamiento	Se supone una temperatura que no dañe la torre de enfriamiento
17	Agua a enfriar	Se supone una temperatura ambiente
18	Agua enfriada	Se supone una temperatura para usar en el aire acondicionado.

Para facilitar la representación del sistema se cuenta con el diagrama de Dühring. Se recomienda esta gráfica para visualizar los datos y los resultados esperados. Además, se evitan errores de suposiciones corroborando datos con las propuestas de presiones y temperaturas de operación. Esto sin olvidar la Fig. 2.2 para evitar los puntos de cristalización.

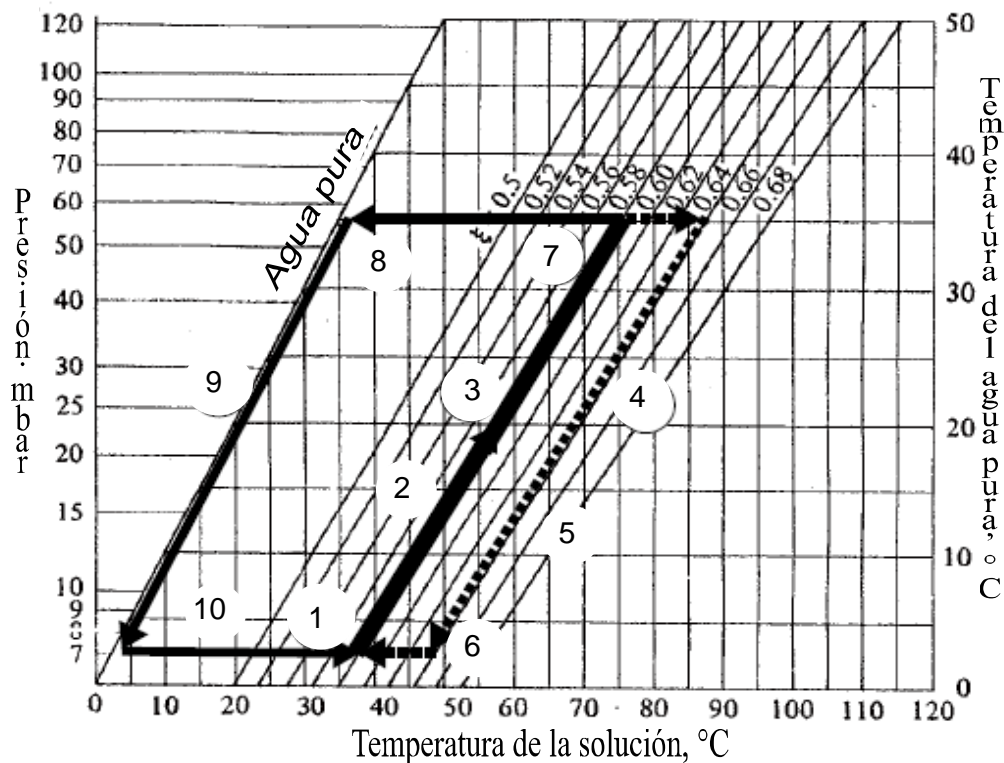


Fig. 3.2 Diagrama de Dühring del ciclo de absorción de Bromuro de Litio.



### 3.2 Cálculos base

La tonelada de refrigeración es la unidad para medir la capacidad de producir frío de las máquinas refrigeradoras. Equivale a una potencia capaz de extraer 1200 Btu de calor por hora; lo que es 3.517 kW en SI. El ciclo de absorción propuesto es de una capacidad de 5 toneladas de refrigeración ó 17.58 kW. Se optó por diseñarlo con un factor de sobrediseño del 13.6% para redondear el dato de entrada a 20 kW en el evaporador.

El factor más importante para determinar la eficiencia de un ciclo de absorción es el COP <sup>2</sup>, es decir la capacidad de refrigeración dividida entre la energía calorífica de entrada al sistema.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (3.17)$$

La expresión matemática del COP depende de la aplicación. Para una bomba de calor o un transformador es la razón de la energía de salida con respecto a la energía requerida. Para más relaciones del COP<sub>h</sub>, el COP<sub>R</sub>, COP<sub>AHP</sub> y COP<sub>AR</sub> con sus respectivas determinaciones y ciclos, se sugiere revisar la referencia [13].

La variación de COP para aplicaciones de refrigeración con Bromuro de Litio, está en el rango de 0.7 a 1.2 dependiendo de la configuración específica de cada ciclo. Un valor elevado se interpreta como una transformación eficiente de la energía de entrada en el generador a la capacidad de enfriamiento del sistema.

Uno de los factores más importantes para que el COP mejore es la eficiencia del intercambiador de calor de la solución. Éste complemento no es un elemento crítico para que la absorción se lleve a cabo; sin embargo, su presencia en un ciclo se hace importante al disminuir la cantidad de energía requerida de entrada al sistema en el generador (Q<sub>g</sub>) al precalentar la solución diluída y disminuye el calor a retirar en el absorbedor (Q<sub>a</sub>) disminuyendo la temperatura de la solución concentrada.

---

<sup>2</sup> Del inglés Coefficient of Performance traducido como Coeficiente de Desempeño

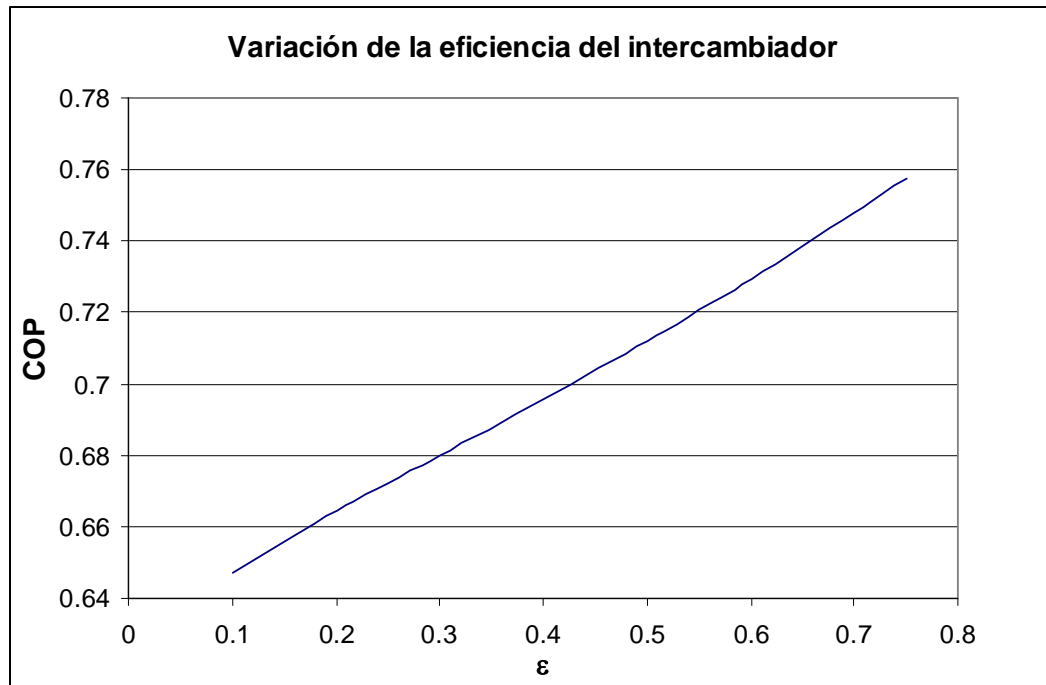


Fig. 3.3 Gráfica de la variación del COP respecto a la eficiencia del intercambiador de calor de la solución

Como se observa en la Fig. 3.3, el valor del COP aumenta linealmente con el valor del intercambiador de la solución. El valor recomendado de algunos autores [13] es el de 60% para que el cálculo de la superficie no sea excesivo. Un ciclo por absorción que no posea un intercambiador de calor tiene un COP menor a 0.47.

La temperatura de entrada a los paneles se consideró como 105° C, sin embargo éste valor puede variar según la eficiencia de los colectores solares. Por ejemplo, en la casa solar se han llegado a reportar valores de 140° C en los colectores a vacío y de 98° C en los colectores planos. Un análisis de diseño bajo, nos indicará un flujo de agua que se puede considerar como un máximo para asegurar el enfriamiento indicado.

Para el diseño de los intercambiadores de calor, se asumen los valores del agua a enfriar y del agua de condensación. Las temperaturas de entrada de cada flujo de agua dependen exclusivamente de las fuentes proveedoras de agua de la localidad; por ello se supondrá una torre de enfriamiento para el agua de condensación y una temperatura de agua a enfriar aproximada a la temperatura de bulbo húmedo.

En resumen, los valores de los datos de las variables de entrada se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 3.6 Datos de entrada para el sistema de absorción.

Variable	Valor
Temperatura [1]	32° C
Temperatura [11]	105° C
Temperatura [12]	95° C
Temperatura [13]	26° C
Temperatura [16]	30° C
Temperatura [17]	20° C
Temperatura [18]	7° C
Flujo másico [1]	0.1 kg/s
Presión alta	9.33 kPa
Presión baja	0.8 kPa
Eficiencia del intercambiador	0.6
Capacidad de enfriamiento	20 kW

Con esos valores de entrada se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 3.7 Resultados de los cálculos termodinámicos de las corrientes.

	Flujo másico (kg/s)	Temperatura (° C)	% LiBr
[1]	0.100000	35.0	56.45
[2]	0.100000	35.0	56.45
[3]	0.100000	64.6	56.45
[4]	0.091380	93.4	61.77
[5]	0.091380	58.3	61.77
[6]	0.091380	46.5	61.77
[7]	0.008616	81.4	0.00
[8]	0.008616	44.4	0.00

[9]	0.008616	3.76	0.00
[10]	0.008616	3.76	0.00
[11]	0.012500	105.0	
[12]	0.012500	95.0	
[13]	2.904000	26.0	
[14]	2.904000	28.2	
[15]	2.904000	28.2	
[16]	2.904000	30.0	
[17]	0.367600	20.0	
[18]	0.367600	7.0	

Tabla 3.8 Resultados de las cargas termodinámicas de cada componente del equipo.

Carga del Generador	28.59 kW
Carga del Condensador	21.24 kW
Carga del Absorbedor	27.35 kW

Los supuestos realizados son sólo para la conveniencia de la modelación. En una máquina real estas condiciones no serán exactas, más se esperan resultados similares de acuerdo con los mapas de diseño y optimización para los sistemas de absorción [31]. El inconveniente de estos mapas es que están en función de las temperaturas de salida de cada equipo y no de una carga de refrigeración. Sin embargo, se presentan a modo de comparación para validar los resultados obtenidos por la simulación del ciclo en EES.

En la Tabla 3.9 aparecerá la denotación de  $X_{s.d}$  que es la solución diluida,  $X_{s.c}$  que es la solución concentrada,  $f$  se define como la razón de recirculación de la solución en el absorbedor dada según:

$$f = \frac{m_3}{m_7} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} \quad (3.18)$$

Tabla 3.9 Datos derivados de los sistemas de absorción operando H<sub>2</sub>O/LiBr. Tomados de [13] y [31]

	T[1]	T[7]	T[8]	T[10]	X s.d.	X s.c.	<i>f</i>	COP
Mapa muestra 1 <sup>[31]</sup>	20.0	80.0	40.0	2.5	49.1	57.4	7.0	0.81
Mapa muestra 2 <sup>[31]</sup>	20.0	80.0	40.0	7.5	44.3	57.4	4.4	0.84
Mapa muestra 3 <sup>[31]</sup>	40.0	90.0	30.0	2.5	60.4	66.6	10.8	0.69
Mapa muestra 4 <sup>[13]</sup>	32.9	76.8	39.9	1.5	56.7	62.4	11.0	0.72
Resultados	35.0	81.5	44.4	3.8	56.5	61.7	11.6	0.7

Al analizar la tabla 3.9 se puede determinar que los valores obtenidos son similares a los ejemplos de mapas de diseño. Lo que nos permite confiar en los resultados de la simulación termodinámica propuesta. Los valores que no se comparan con los mapas son los valores de las cargas de los equipos, ya que éstos se realizaron para diferentes flujos másicos en el punto 1 y a pesar que las temperaturas son similares, las cargas térmicas no lo son debido a que la energía necesaria para separar la mezcla y absorberla depende del flujo másico que se maneje.

## CAPÍTULO 4.- DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPO

*Una vez obtenidos los valores termodinámicos de las corrientes especificadas para el ciclo de absorción, se procede a dimensionar el área que cada componente necesita para llevar a cabo la transferencia de calor. Se muestra la metodología utilizada para calcular el coeficiente de transferencia global del intercambiador de calor; las ecuaciones para calcular números de Nusselt y el procedimiento para calcular las dimensiones de la torre de enfriamiento. En la tercera parte se presentan los resultados.*

### 4.1 Ecuaciones básicas de diseño.

Un intercambiador de calor es un dispositivo que transfiere energía térmica entre dos o más fluidos que tienen diferentes temperaturas. Las aplicaciones típicas involucran calentamiento o enfriamiento de una corriente, la evaporación o condensación de un componente en una corriente o la recuperación de calor de un sistema [47].

Los pasos para dimensionar los equipos de transferencia de calor son:

1. Calcular Q de cada equipo
2. Calcular  $\Delta T_m$
3. Calcular el coeficiente de transferencia de calor U
4. Determinar el área de transferencia.

Para el análisis de la transferencia de calor es conveniente establecer un valor promedio de la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío cuya tasa de transferencia total de calor entre los fluidos puede determinarse con la siguiente expresión:

$$Q = UA\Delta T_m \quad (4.1)$$

A es el área de transferencia de calor del lado frío o caliente

U es el coeficiente global de transferencia de calor basado en el área A

$\Delta T_m$  es una función de las temperaturas de las corrientes frías y calientes que se puede obtener de la siguiente ecuación:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.2)$$

Donde:

$\Delta T_1$  Es la diferencia de temperatura caliente

$\Delta T_2$  Es la diferencia de temperatura menor

La cual es conocida como LMTD (Temperatura media logarítmica) que es utilizada cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida de ambas corrientes. Cuando estas temperaturas no son conocidas se recurre al método de la efectividad de transferencia de calor:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (4.3)$$

Una razón de la transferencia de calor actual en el intercambiador con respecto al máximo valor termodinámicamente posible si existiera una superficie infinita de transferencia. Los valores de  $\varepsilon$  varían de 0 a 1. Como se recordará,  $\varepsilon = 0.6$  para el recuperador de calor de la solución.

El coeficiente global de transferencia de calor es usualmente basado en el área exterior, para intercambiadores sin aletas dados los valores de los coeficientes de transferencia de calor internos y externos, los factores de ensuciamiento y los parámetros geométricos se puede representar como:

$$U = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_i} + \frac{r_o}{r_i} R_{fi} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (4.4)$$

Donde:

$h_i$  es el coeficiente de transferencia de calor de los tubos

$h_o$  es el coeficiente de transferencia de calor de la coraza

$R_{fi}$  es la resistencia por ensuciamiento dentro de los tubos

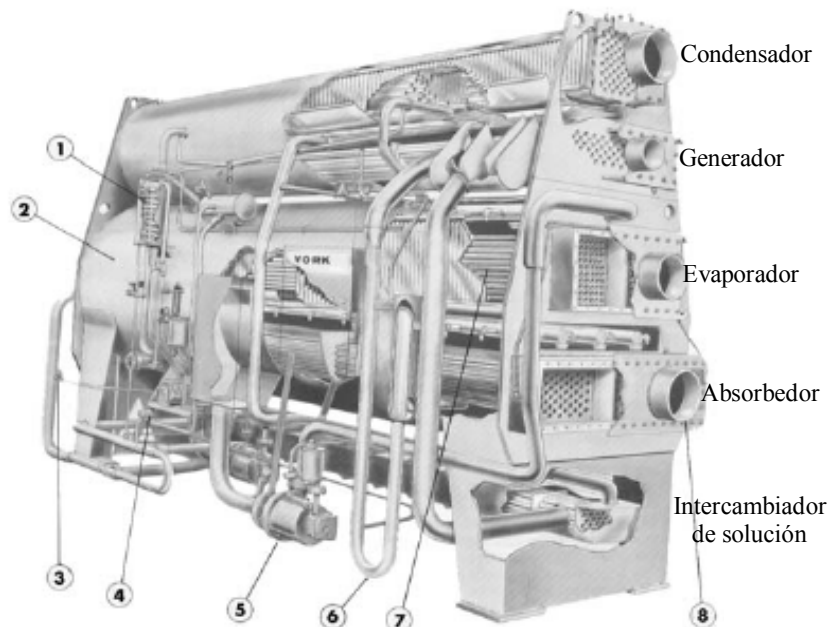
$R_{fo}$  es la resistencia por ensuciamiento en el lado de la coraza

$r_o$  es el radio exterior de los tubos

$r_i$  es el radio interior de los tubos

$k$  es la conductividad térmica del material de los tubos

El principal problema para calcular el coeficiente global de transferencia de calor, son los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor interior ( $h_i$ ) y exterior ( $h_o$ ). Para éstos valores, fue necesario recurrir a diferentes correlaciones según el equipo en análisis. El intercambiador de la solución, el condensador y el generador, fueron diseñados como tubo y coraza horizontales. El absorbedor y el evaporador se dimensionarán como intercambiadores inundados con rociadores debido a que se necesitan rociadores para su operación y mantener la presión casi a vacío. [48] En la figura 4.1 se observa un sistema de refrigeración por absorción de la marca Carrier [50] que se utilizó como base para realizar los diseños correspondientes a cada tipo de intercambiador. Cabe destacar los aditamentos especiales que presenta como parte de un complejo sistema de control.



- |   |  |
|---|--|
| 1. Sistema de purga para extraer los gases no condensables. | 5. Bombas herméticas                       |
| 2. Acceso a controles y puntos de servicio                  | 6. Sistema de descristalización automático |
| 3. Control estabilizador para la carga                      | 7. Evaporador                              |
| 4. Control del nivel de refrigerante durante baja carga     | 8. Cabezales del generador                 |

Fig. 4.1 Ilustración de una máquina de refrigeración por absorción de 50 toneladas marca York. [50]



Un corte transversal al equipo mostrará la siguiente figura:

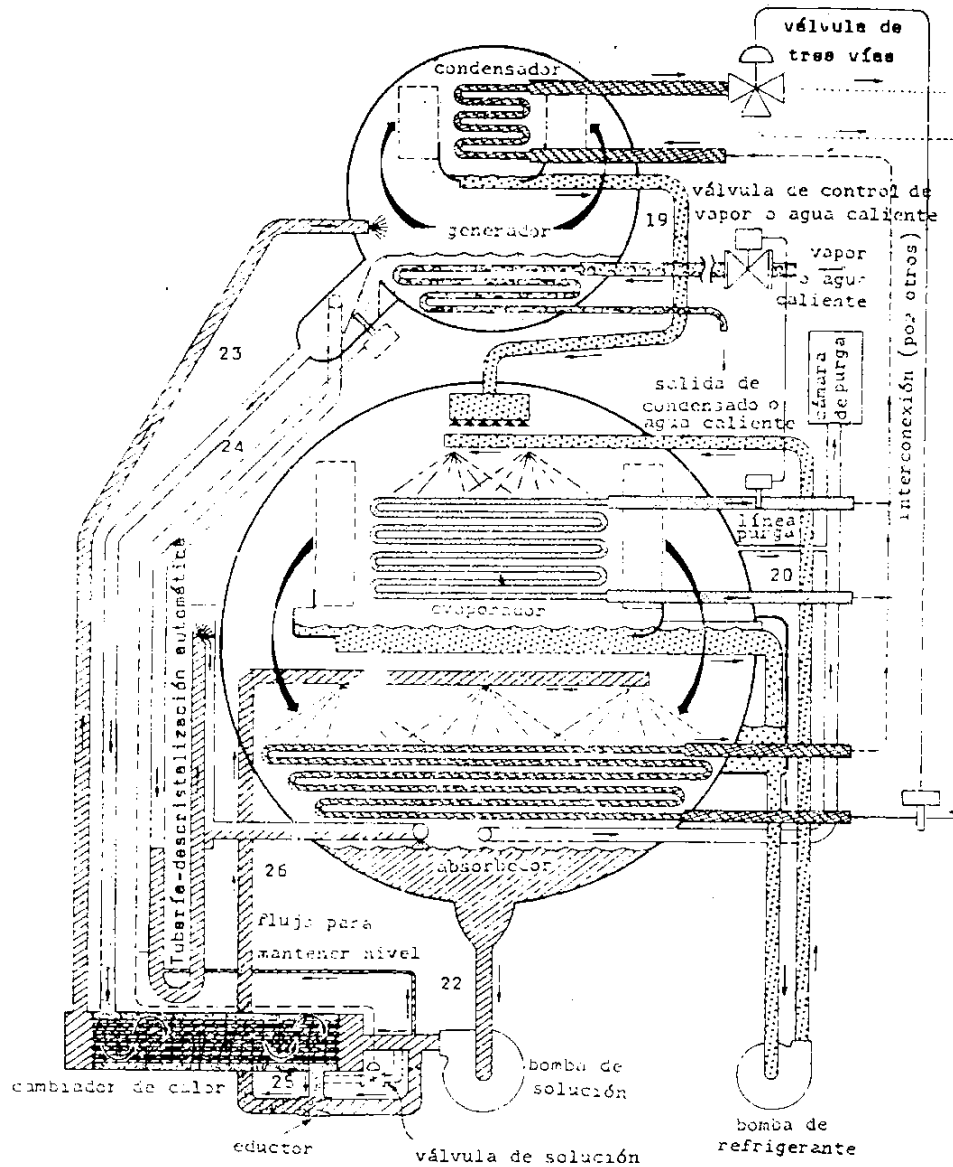


Fig. 4.2 Diagrama del sistema de absorción

Donde se pueden apreciar los inyectores espresas en la parte superior del evaporador y el absorbedor. Un sistema de absorción se diferencia del ciclo en cuanto al acomodo en dos corazas y los aditamentos auxiliares como las tuberías, las válvulas de control de control de agua caliente, del agua de condensación, la bomba del refrigerante, el eductor y la cámara de purga.

A continuación se presentan las ecuaciones para el cálculo del área de transferencia de calor de cada equipo utilizadas para su dimensionamiento.

#### 4.1.1 Diseño del Condensador

Para flujo turbulento la relación de Petukhov-Popov [27] para flujo dentro de tubos lisos es:

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_i D_i}{k} = \frac{\left(\frac{fr}{8}\right) Re_D Pr}{K_1 + K_2 \left(\frac{fr}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (4.5)$$

Donde:

$$fr = (1.82 \log_{10} Re_D - 1.64)^{-2}$$

$$K_1 = 1 + 3.4f$$

$$K_2 = 11.7 + (1.8/Pr^{1/3})$$

El análisis del Nusselt para la transferencia de calor en la superficie exterior de los tubos horizontales tiene como resultado:

$$h_o = 0.725 \left[ \frac{g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) h_{fg} k_1^3}{\mu_1 (T_v - T_w) D_o} \right]^{0.25} \quad (4.6)$$

Las ecuaciones 4.5 y 4.6 son recomendadas para la condensación en tubos horizontales. El método de la temperatura media logarítmica es empleado para el área de transferencia de calor de los tubos. Los factores de ensuciamiento se obtuvieron de tablas [49] para procesos con agua pura. Las dimensiones del condensador se muestran en los resultados arrojados por el programa HTRI para ahorrar tiempo de diseño ya que es un software probado por diferentes universidades y evaluado con diferentes problemas [51,52]. El agua de enfriamiento corre dentro de los tubos de aleación 450 (70 Cu, 10 Ni) [48].

### 4.1.2 Diseño del Generador

Estos generadores de baja temperatura son generalmente intercambiadores de coraza y tubos donde el agua caliente fluye por los tubos, en la coraza se realiza la evaporación de la mezcla. Anteriormente, los generadores se dimensionaban tratando a la solución de Bromuro de Litio como agua pura y añadiendo 23% de sobrediseño [27]. Los datos de ebullición de estas soluciones no son extensos a pesar de ser sumamente estudiados. Los coeficientes de transferencia encontrados de forma experimental varían entre los 600 y los 7500 W/m<sup>2</sup>·K al usar como material de construcción acero inoxidable [39].

No existe fórmula para el cálculo exacto para el coeficiente de transferencia de calor en el generador, por ello es necesario realizar experimentación para determinarlo con exactitud [27]. Sin embargo, a partir de las simulaciones en HTRI con las propiedades termodinámicas de la solución diluida y concentrada se obtuvieron valores del coeficiente de transferencia global entre los valores esperados experimentalmente y se presentan en la parte de resultados.

Las correlaciones para el generador son las mismas utilizadas en el condensador ecuaciones 4.5 y 4.6. Los factores de ensuciamiento utilizados fueron 0.002 m<sup>2</sup>·K/W para la tubería de fluido caliente y 0.00054 m<sup>2</sup>·K/W para el lado de la coraza. [49]

### 4.1.3 Intercambiador de la solución

Para calcular las dimensiones de éste intercambiador, los factores de ensuciamiento Ri y Ro se tomaron como 0.00054 m<sup>2</sup>·K/W basados en datos de tablas de soluciones salinas de varios componentes [49]. Para demostrar si el flujo está desarrollado térmicamente se calcula la longitud de entrada equivalente:

$$\frac{Le_r}{d_i} = \frac{1}{20} \text{Re Pr} \quad (4.7)$$

Definiendo al número de Reynolds y al número de Prandtl:

$$\text{Re} = \frac{DG}{\mu} \quad \text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (4.8)$$

HTRI calcula un  $Re_i = 1888.7$  y un  $Pr_i = 0.01675$  y la  $Le_T/d_i$  tiene un valor de 0.8037; con un  $d_i$  de 1.98 cm el flujo se encuentra desarrollado en 1.6 cm. con una longitud de 1.46 metros se consideró flujo laminar; sin cambio de fase ya que ambas soluciones se encuentran como líquidos saturados. Con la condición en la frontera de temperatura variable en la superficie de la pared externa del tubo, el Nusselt se reduce a:

$$Nu_i = \frac{h_i D_i}{k} = 4.364 \quad (4.9)$$

Para la solución que fluye por el lado de la coraza, se tiene la correlación de McAdams[47]:

$$Nu_o = \frac{h_o D_e}{k} = 0.36 Re_i^{0.55} Pr_i^{0.333} \quad (4.10)$$

Los intercambiadores de calor más usados son los de coraza y tubos debido a su alta eficiencia. [49] Los tubos son de material de aleación Mo-Cr C-276 (N10276). [48] Nuevamente las dimensiones se obtuvieron con simulación en HTRI y se presentan los resultados.

#### 4.1.4 Diseño del Evaporador

En software HTRI 5.00 tiene entre sus atributos, la opción de simular el desempeño de evaporadores inundados. Los evaporadores inundados están formados por un conjunto de tubos, inyectores y una coraza exterior. El agua a enfriar fluye por dentro de los tubos y una bomba de refrigerante, externa al ciclo de absorción, recircula el líquido refrigerante sobre los tubos para aumentar la eficiencia de la transferencia de calor durante la evaporación.

En el pasado, los evaporadores inundados se diseñaban con datos de ebullición de tubos simples que son altamente inefectivos debido a las burbujas de vapor que se crean a través de los bancos de tubos. Las investigaciones de este tipo de evaporadores son recientes y se necesita más investigación; se sabe que los datos de nucleación y los de convección correlacionan el coeficiente de transferencia de calor [42]:

$$h_o = h_{nb} + h_c \quad (4.11)$$

Donde la convección forzada está dada por [42]:

$$h_c = \frac{k}{D} (\text{Pr}_l)^{0.3} \left[ 0.35 + 0.56 \left( \frac{DG}{\mu_l} \right)^{0.56} \right] \quad (4.12)$$

Y el coeficiente de transferencia de calor por ebullición es [42]:

$$h_{nb} = \frac{1}{c_{sf}} \frac{k}{D_b} \left( \frac{G_b D_b}{\mu} \right) \text{Pr}^{-0.7} \quad (4.13)$$

El número de Jacob es nombrado en honor de Max Jacob, que publicó los primeros estudios entre la condensación y la ebullición.

$$Ja = \frac{C_p(T_w - T_{sat})}{h_{fg}} \quad (4.14)$$

El evaporador modelado en HTRI se muestra en la sección de resultados.

#### 4.1.5 Diseño del Absorbedor

El absorbedor es el componente más estudiado de los ciclos de absorción. La dificultad en su diseño es su operación con presión casi al vacío, además en la realidad no llega al estado estable inmediatamente. Está formado por paquetes de tubos dentro de los cuales fluye el agua de enfriamiento que proviene de la torre. La solución se rocía sobre ellos para absorber el vapor de agua. Una de las correlaciones más útiles para aproximar un diseño es [41]:

$$Nu_o = \frac{h_o \delta_x}{k_l} = 10^{0.75 - 0.087 X_w \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1.1}} \quad (4.15)$$

Donde:

$k_l$  conductividad del liquido

$X_w$  es la concentración de agua aproximada a:

$$X_w = 100 - X_{LiBr} \quad (4.16)$$

$\delta_x$  es el espesor de película para condensación [53]:

$$\delta_x = \left[ \frac{4k_l \mu_l (T_{sat} - \bar{T}_x) x}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}} \right]^{1/4} \quad (4.17)$$

Donde  $x$  es la posición a lo largo del radio del tubo como se muestra en el siguiente diagrama:

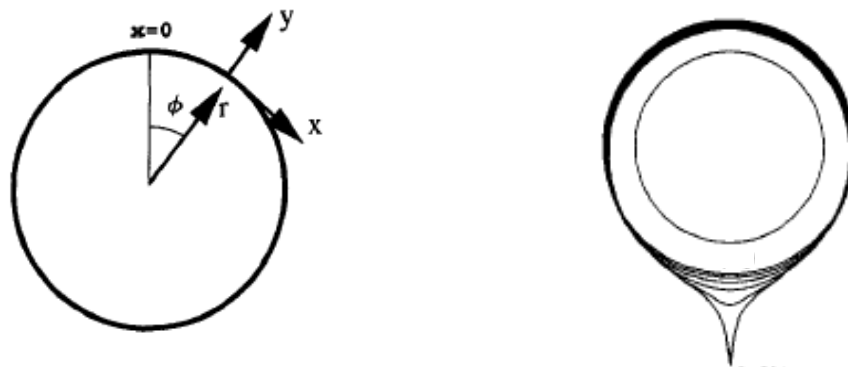


Fig. 4.3 Sección transversal de un tubo en el absorbedor

Para este equipo fueron necesarias varias consideraciones adicionales a las ya establecidas en el cálculo termodinámico. Se tomó que la corriente de entrada 10, refrigerante puro, es inmediatamente absorbido por la corriente 6 de modo que forman una sola corriente con la misma concentración de salida 1. La temperatura media logarítmica se desarrolló tomando en cuenta sólo la temperatura de la corriente 6.

#### 4.1.6 Diseño de la torre de enfriamiento

Existe una extensa variedad de técnicas para diseños de torres de enfriamiento [49, 57, 58, 60]. Dadas las características de Monterrey, se considera que una torre de enfriamiento de tiro inducido a contra corriente es la más indicada. Siendo así, en la parte superior un ventilador extrae el aire que entra por la parte inferior mientras el agua cae desde la parte superior.

Un procedimiento rápido y sencillo para estimar el tamaño y costo preliminar de una torre de enfriamiento es el descrito a continuación [54]. Las unidades han sido cambiadas al sistema de unidades inglesas para tener concordancia con los datos de la referencia.

1. Elegir las condiciones de diseño. La temperatura de agua caliente y de agua fría ya están dadas por el balance termodinámico del ciclo:
  - Temperatura de agua caliente: 30° C (86° F)
  - Temperatura de agua fría: 26° C (78.8 °F)
  - Temperatura bulbo húmedo: 23° C (74° F)
  
2. Preparar un diagrama Entalpía-Temperatura para determinar el desempeño mediante la integración con rangos entre las temperaturas de entrada y salida del agua:

$$\int_{w_1}^{w_2} \frac{dt_w}{H_s - H_a} = \int_0^V \frac{KadV}{L_w} = \frac{KaV}{L_w} \quad (4.18)$$

La cantidad resultante  $KaV/L_w$ , es conocida como el valor característico de la torre. Es propio de cada torre y de cada localidad; por lo que una torre diseñada en un lugar con distinta temperatura de bulbo húmedo no lograría los mismos resultados en otra ciudad aún cuando las temperaturas de entrada y salida del agua fuesen idénticas.

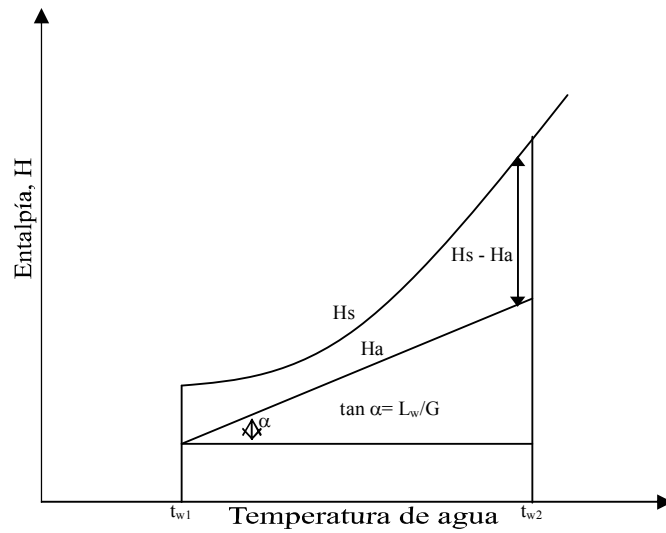


Fig. 4.4 Diagrama que muestra los efectos de la temperatura del agua en la diferencia de entalpías entre el aire que fluye a través de una torre de enfriamiento a contra corriente y la entalpía de aire saturado a la temperatura local.

La obtención de  $1/(H_s - H_a)$  como función de la temperatura de agua se realiza mediante la integración de un método numérico para intervalos cortos de  $t_w$ .

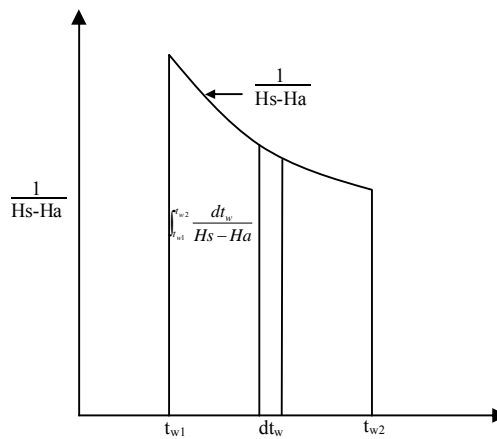


Fig. 4.5 El parámetro  $1/(H_s - H_a)$  graficado en función de la temperatura local del agua en una torre a contra flujo.



3. Elegir un relleno y con los datos de las características principales determinar el número de platos de la torre, denotado como N, con la siguiente expresión:

$$\frac{KaV}{L_w} = 0.07 + AN \left( \frac{L_w}{G} \right)^{-n} \quad (4.17)$$

Tabla 4.1 Valores para A y n en la ecuación 4.17 [49]

Relleno	A	N
A	0.060	0.62
B	0.070	0.62
C	0.092	0.60
D	0.119	0.58
E	0.110	0.46
F	0.100	0.51
G	0.104	0.57
H	0.127	0.47
I	0.135	0.57
J	0.103	0.54

Éstos coeficientes están relacionados a una temperatura de entrada de 120° F (49° C)  
 Para corregir se muestra la siguiente gráfica de los tres empaques más comunes.

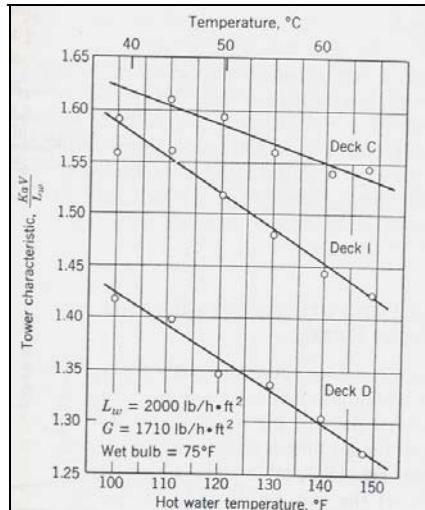


Fig. 4.6 Factores de corrección de la temperatura de entrada de agua caliente sobre el valor característico de la torre para los rellenos C, D e I. [49]

- La altura empacada se determina con el valor del espaciamiento vertical y el número de platos.

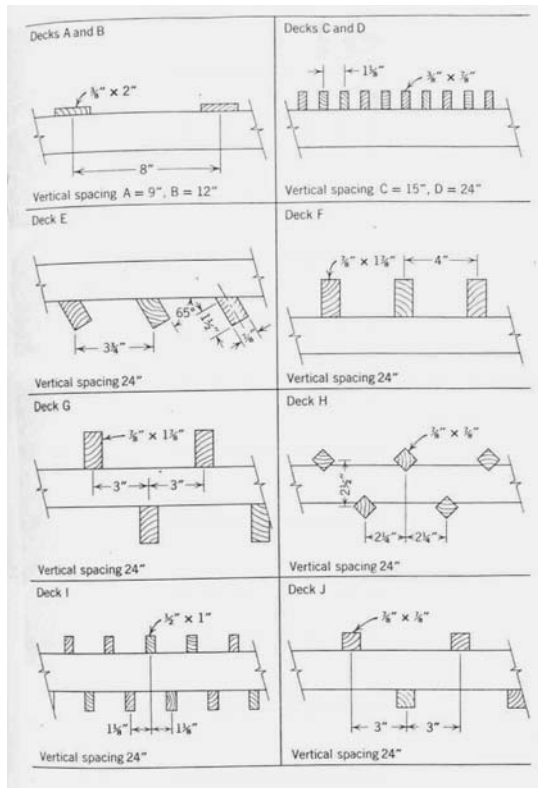


Fig. 4.7 Geometrías típicas de relleno

- Con un valor de diseño de  $L_w/G$  que varíe entre 1.2 y 1.5; se determina el flujo de aire de entrada por 2500 lb/h.ft<sup>2</sup> de flujo de agua. Si el flujo de aire excede 1600 lb/h.ft<sup>2</sup>, determinar el flujo de agua que corresponde a un flujo de aire de 1600 lb/hr.ft<sup>2</sup>. De ésta forma se determina el área de la sección transversal de la torre usando el flujo de agua por unidad de área y el flujo de agua total.
- Seleccionar las dimensiones de la torre para el área definida en el paso anterior, teniendo la precaución de no establecer una altura mayor a los 40 ft. a favor del viento.
- Calcular la caída de presión a través de la torre mediante la ecuación:

$$\frac{\Delta P}{N} = BG^2 \frac{0.0675}{\rho_a} + CL_w G_{eq}^2 \frac{0.0675}{\rho_a} \sqrt{\text{caída libre promedio}} \quad (4.18)$$

Tabla 4.2 Valores para B, C y caída libre promedio para la ecuación A.3 [2]

Relleno	Espacio vertical S (ft)	Caída vertical promedio (ft)	B x 10 <sup>8</sup>	C x 10 <sup>12</sup>
A	0.75	3.00	0.34	0.11
B	1.00	4.00	0.34	0.11
C	1.25	3.75	0.40	0.14
D	2.00	6.00	0.40	0.14
E	2.00	4.95	0.60	0.15
F	2.00	9.13	0.26	0.07
G	2.00	6.85	0.40	0.10
H	2.00	3.64	0.75	0.26
I	2.00	4.50	0.52	0.16
J	2.00	6.85	0.40	0.10

El valor de  $G_{eq}$  en función del flujo másico de aire se determina mediante la siguiente gráfica [49].

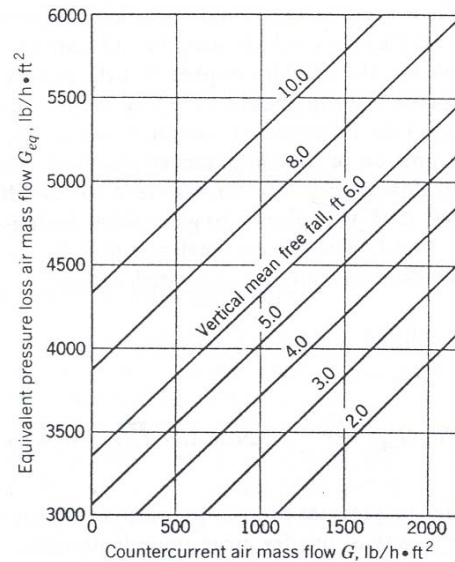


Fig. 4.8 Efecto del flujo de aire y la caída libre vertical de las gotas de agua sobre el flujo total equivalente de aire en la pérdida de presión  $G_{eq}$ .

Si la construcción de la torre diseñada no es posible, se puede comprar una ya manufacturada. El fabricante debe proponer una torre de bulbo húmedo en la localidad y garantizar la potencia del abanico que se suministra. Con estos datos de inversión inicial, potencia en el abanico y la altura de bombeo, se debe calcular el costo de enfriar el agua en un periodo de depreciación de 20 años [58]. Además se debe agregar un contrato de materia para limpieza y mantenimiento de la misma durante el período de depreciación para evitar contaminación dentro del área.

Para los cálculos de rendimiento se calculan las unidades de difusión corresponden a los requerimientos del proceso y las unidades de difusión tiene o puede tener la torre actual. Las distintas formas para evaluar si rendimiento pueden ser comparándolas con las gráficas de otros distribuidores [56] o bien realizando algunas pruebas antes de su instalación para modificar las temperaturas esperadas.

#### **4.2 Resultados de los cálculos.**

Después de las simulaciones realizadas con HTRI se presentan el resumen de las hojas de resultados y los diagramas para los equipos del condensador, del generador, del intercambiador y el evaporador; el absorbedor y de la torre de enfriamiento se presentan sólo los resultados ya que no fue posible realizar sus esquemas.

Para los componentes modelados por el software, se presentan dos tablas de resultados; la primera con los resultados generales y la segunda con los resultados finales; además se agranda el esquema de la distribución de tubos dentro de la coraza y el esquema de las medidas de la coraza exterior.

4.2.1 Resultados del condensador


		<b>Output Summary</b> <span style="float: right;">Page 1</span>			
		Released to the following organization: <i>ITESM</i> <i>Fatima</i>			
Xist E Ver. 4.00 SP2 28/11/2007 12:02 SN: 1600201029 <span style="float: right;">SI Units</span>					
Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles <a href="#">See Data Check Messages Report for Informative Messages.</a>					
<b>Process Conditions</b>		<b>Hot Shellside</b>		<b>Cold Tubeside</b>	
Fluid name		Vapor		1Agua condensacion	
Flow rate	(kg/s)		0.0086		2.9000
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	1.000	0.000	0.000	0.000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	81.50	44.40	28.25	30.00
Inlet P/Avg	(kPa)	9.333	9.323	101.326	101.266
dP/Allow.	(kPa)	0.020	0.500	0.121	2.000
Fouling	(m2-K/W)		0.049967		0.049967
<b>Exchanger Performance</b>					
Shell h	(W/m2-K)	549.09	Actual U	(W/m2-K)	9.02
Tube h	(W/m2-K)	358.97	Required U	(W/m2-K)	8.27
Hot regime	(--)	Gravity	Duty	(MegaWatts)	0.0212
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Area	(m2)	165.022
EMTD	(Deg C)	15.6	Overdesign	(%)	9.03
<b>Shell Geometry</b>			<b>Baffle Geometry</b>		
TEMA type	(--)	AES	Baffle type	(--)	Single-Seg.
Shell ID	(mm)	965.202	Baffle cut	(Pct Dia.)	26.24
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	PARALLEL
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	412.607
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(--)	7
<b>Tube Geometry</b>			<b>Nozzles</b>		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	102.261
Tube OD	(mm)	25.400	Shell outlet	(mm)	26.645
Length	(m)	3.048	Inlet height	(mm)	35.231
Pitch ratio	(--)	1.2500	Outlet height	(mm)	35.231
Layout	(deg)	60	Tube inlet	(mm)	102.261
Tubecount	(--)	704	Tube outlet	(mm)	102.261
Tube Pass	(--)	2			
<b>Thermal Resistance, %</b>		<b>Velocities, m/s</b>		<b>Flow Fractions</b>	
Shell	1.64	Shellside	0.44	A	0.015
Tube	2.81	Tubeside	2.042e-2	B	0.606
Fouling	95.51	Crossflow	0.68	C	0.118
Metal	0.037	Window	0.80	E	0.195
				F	0.067

Fig. 4.9 Resultados generales del condensador.


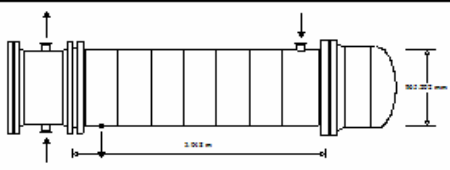
		<b>Final Results</b> <span style="float: right;">Page 1</span>		
		Released to the following organization: ITESM Fatima		
Xist E Ver. 4.00 SP2 28/11/2007 12:02 SN: 1600201029		SI Units		
Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles				
<b>Process Data</b>		<b>Hot Shellside</b>		<b>Cold Tubeside</b>
Fluid name	Vapor		1 Agua condensacion	
Fluid condition		Cond. Vapor	Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)	0.0086	2.9000	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1.000	0.000	0.000
Temperature, In/Out	(Deg C)	81.50	44.40	28.25
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	63.0	44.23	29.1
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	33.37	37.90	33.37
Pressure, In/Average	(kPa)	9.333	9.323	101.326
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	0.020	0.500	0.121
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	0.44	2.042e-2	
Mole fraction inert	(--)	0.000		
Average film coef.	(W/m2-K)	549.09		358.97
Heat transfer safety factor	(--)	1.000		1.000
Fouling resistance	(m2-K/W)	0.049967		0.049967
<b>Overall Performance Data</b>				
Overall coef., Req'd/Clean/Actual	(W/m2-K)	8.27	/	200.87 / 9.02
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0.0212	/	
Effective overall temperature difference	(Deg C)	15.6		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	15.57	*	0.9988 * 1.0000
<b>Exchanger Fluid Volumes</b>				
Approximate shellside (L)	1087.1			
Approximate tubeside (L)	1654.4			
<b>Shell Construction Information</b>				
TEMA shell type	AES	Shell ID	(mm)	965.202
Shells Series	1 Parallel	Total area	(m2)	171.219
Passes Shell	1 Tube 2	Eff. area	(m2/shell)	165.022
Shell orientation angle (deg)	0.00			
Impingement present	No			
Pairs seal strips	5	F-stream seal rods (mm)	25.400	No. 10
Shell expansion joint	No	Rear head support plate	No	
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		8420.8 /	5681.2 /	2342.9 (kg/shell)
<b>Baffle Information</b>				
Type	PARALLEL Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	26.24	
Crosspasses/shellpass	7	No. (Pct Area)	(mm) to C.L	
Central spacing	(mm) 412.607	1	22.96	229.379
Inlet spacing	(mm) 462.079	2	0.00	0.000
Outlet spacing	(mm) 412.446			
Baffle thickness	(mm) 7.938			
<b>Tube Information</b>				
Tube type	Plain	Tubecount per shell	704	
Overall length	(m) 3.048	Pct tubes removed (both)	0.43	
Effective length	(m) 2.938	Outside diameter	(mm)	25.400
Total tubesheet	(mm) 110.329	Wall thickness	(mm)	1.245
Area ratio	(out/in) 1.1185	Pitch (mm)	31.7500	Ratio 1.2500
Tube metal	opper Alloy 450 (70 Cu, 30 Ni)	Tube pattern (deg)	60	

Fig. 4.10 Resultados finales del condensador

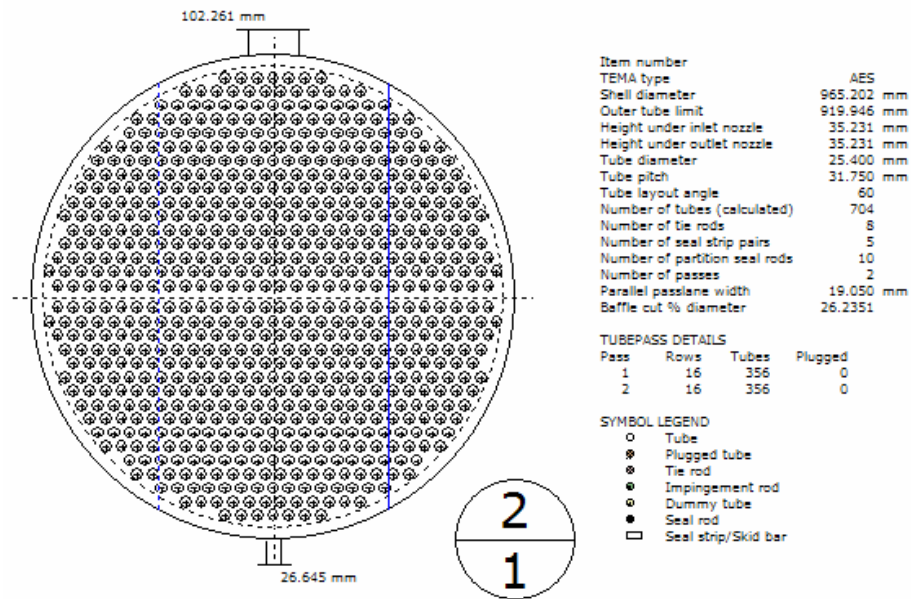


Fig. 4.11 Esquema de la distribución de tubos dentro de la coraza del condensador. Éste equipo es de dos pasos. Modelo AES.

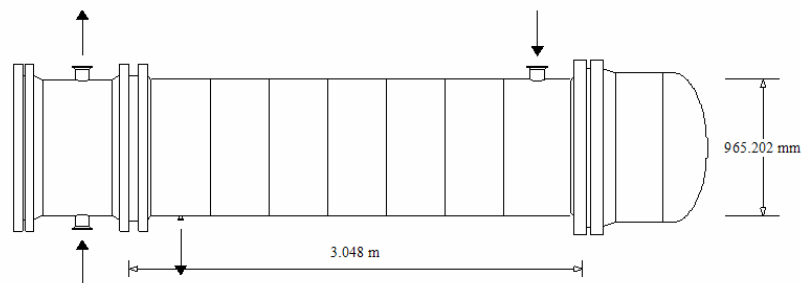


Fig. 4.12 Diámetro y longitud de la coraza exterior del condensador.

El condensador requiere de 704 tubos de una pulgada; una cantidad de tubos similar a la que requieren otros sistemas que operan con transferencia de calor de agua/agua[59]. Su área de transferencia es de  $165.51 \text{ m}^2$  con un coeficiente global de transferencia de  $8.24 \text{ W/m}^2\text{-K}$ .

Es difícil comparar éste valor con algún antecedente ya que las condiciones de diseño y operación tienen combinaciones infinitas. Un aproximado se tiene al obtener el factor UAc (Área de transferencia por coeficiente global) con los datos termodinámicos del software EES, cuyo valor es de  $1388 \text{ W/K}$ . El valor de UAc con los datos de HTRI es  $1363.8 \text{ W/K}$ , un error de 1.77% con respecto a lo esperado por el EES.

4.2.2 Resultados del generador


		<b>Output Summary</b> <span style="float: right;">Page 1</span>			
		Released to the following organization: <i>ITESM</i> <i>Fatima</i>			
Xist E Ver. 4.00 SP2 10/11/2007 15:51 SN: 1600201029 <span style="float: right;">SI Units</span>					
Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles					
<b>Process Conditions</b>		<b>Cold Shellside</b>		<b>Hot Tubeside</b>	
Fluid name solution		panel			
Flow rate	(kg/s)	0.1000		0.0125	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0.000	0.097	1.000	0.000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	64.63	93.36	105.00	95.00
Inlet P/Avg	(kPa)	9.333	8.633	101.326	101.308
dP/Allow.	(kPa)	1.399	2.000	0.038	2.000
Fouling	(m2-K/W)	0.000540		0.000200	
<b>Exchanger Performance</b>					
Shell h	(W/m2-K)	3541.25	Actual U	(W/m2-K)	694.02
Tube h	(W/m2-K)	3370.77	Required U	(W/m2-K)	689.82
Hot regime	(--)	Gravity	Duty	(MegaWatts)	0.0289
Cold regime	(--)	Flow	Area	(m2)	3.246
EMTD	(Deg C)	12.8	Overdesign	(%)	0.61
<b>Shell Geometry</b>			<b>Baffle Geometry</b>		
TEMA type	(--)	AES	Baffle type	(--)	Single-Seg.
Shell ID	(mm)	210.000	Baffle cut	(Pct Dia.)	29.09
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	PARALLEL
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	178.988
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(--)	18
<b>Tube Geometry</b>			<b>Nozzles</b>		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	26.645
Tube OD	(mm)	31.750	Shell outlet	(mm)	189.000
Length	(m)	3.658	Inlet height	(mm)	25.627
Pitch ratio	(--)	1.3333	Outlet height	(mm)	25.627
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(mm)	52.553
Tubecount	(--)	9	Tube outlet	(mm)	26.645
Tube Pass	(--)	1			
<b>Thermal Resistance, %</b>		<b>Velocities, m/s</b>		<b>Flow Fractions</b>	
Shell	19.60	Shellside	13.75	A	0.023
Tube	22.34	Tubeside	2.43	B	0.594
Fouling	52.54	Crossflow	9.54	C	0.285
Metal	5.522	Window	15.55	E	0.097
				F	0.000

Fig. 4.13 Resultados generales del generador.




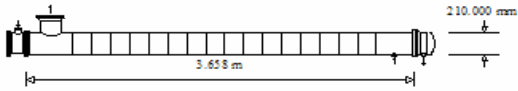
		<b>Final Results</b> Released to the following organization: ITESM Fatima		Page 1
Xist E Ver. 4.00 SP2 10/11/2007 15:51 SN: 1600201029			SI Units	
Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles				
Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside
Fluid name	solution		Boil. Liquid	panel
Fluid condition				Cond. Vapor
Total flow rate	(kg/s)		0.1000	0.0125
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0.000	0.097	1.000 / 0.000
Temperature, In/Out	(Deg C)	64.63	93.36	105.00 / 95.00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	79.0	90.09	100.0 / 97.69
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	86.94	97.77	87.59 / 98.25
Pressure, In/Average	(kPa)	9.333	8.633	101.326 / 101.308
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	1.399	2.000	0.038 / 2.000
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	13.75		2.43
Boiling range/Mole fraction inert	(Deg C)		138.200	0.0
Average film coef.	(W/m2-K)		3541.25	3370.77
Heat transfer safety factor	(--)		1.000	1.000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0.000540	0.000200
<b>Overall Performance Data</b>				
Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)	689.82 /	1462.32 /	694.02
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0.0289 /	0.0286	
Effective overall temperature difference	(Deg C)	12.8		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	12.90 *	0.9899 *	1.0000
<b>Exchanger Fluid Volumes</b>				
Approximate shellside (L)	106.8			
Approximate tubeside (L)	42.5			
<b>Shell Construction Information</b>				
TEMA shell type	AES	Shell ID	(mm)	210.000
Shells Series	1 Parallel	Total area	(m2)	3.284
Passes Shell	1 Tube	Eff. area	(m2/shell)	3.246
Shell orientation angle (deg)	0.00			
Impingement present	No			
Pairs seal strips	1	F-stream seal rods (mm)	0.000	No. 0
Shell expansion joint	No	Rear head support plate	No	
Weight estimation Wet/Dry/Bundle	567.64 /	418.45 /	52.64 (kg/shell)	
<b>Baffle Information</b>				
Type	PARALLEL Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	29.09	
Crosspasses/shellpass	18	No. (Pct Area) (mm) to C.L.		
Central spacing	(mm) 178.988	1	26.73	43.914
Inlet spacing	(mm) 338.106	2	0.00	0.000
Outlet spacing	(mm) 414.050			
Baffle thickness	(mm) 3.175			
<b>Tube Information</b>				
Tube type	Plain	Tubecount per shell	9	
Overall length	(m) 3.658	Pct tubes removed (both)		
Effective length	(m) 3.616	Outside diameter	(mm)	31.750
Total tubesheet	(mm) 42.000	Wall thickness	(mm) 1.245	
Area ratio	(out/in) 1.0851	Pitch (mm)	42.3323	Ratio 1.3333
Tube metal	Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)	Tube pattern (deg)	30	

Fig. 4.14 Resultados finales del generador

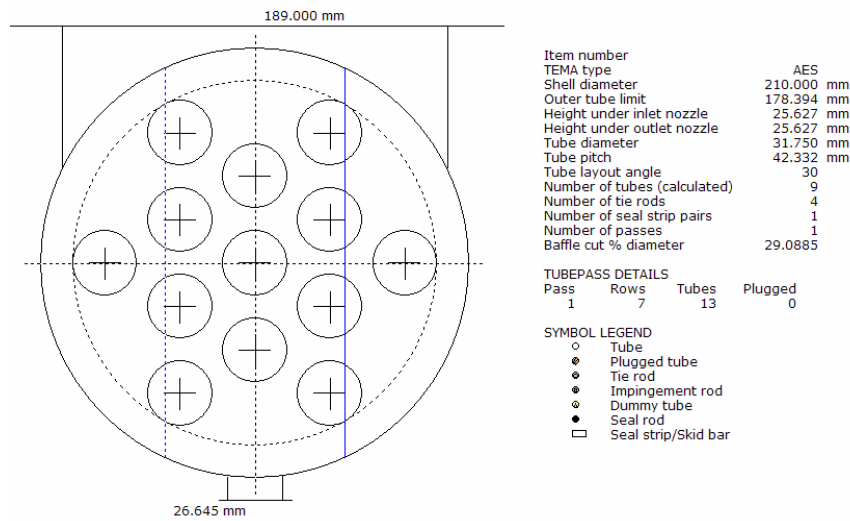


Fig. 4.15 Esquema de distribución de tubos dentro de la coraza del generador. Este equipo es del tipo AES.

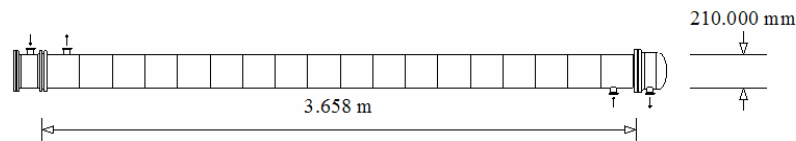


Fig. 4.16 Diámetro y longitud de la coraza externa del generador.

El generador requiere de 13 tubos de 1 ¼ de pulgada, una coraza con 210 mm. de diámetro y una longitud de 3.658 m<sup>2</sup> y su área de transferencia es de 689.82 W/m<sup>2</sup>-K. El factor UAg de acuerdo al software EES es de 2274 W/K. El valor de UAc con los datos de HTRI es 2523.4 W/K, una diferencia de 9.88 % con respecto a lo esperado por el EES. La razón de esa discrepancia es por las interpolaciones para cálculos en la longitud del tubo, ya que la solución Bromuro de Litio no está dentro del catálogo de sustancias del HTRI® y los valores de varios puntos fueron introducidos de forma manual.

La diferencia entre el número de tubos calculado, que en este caso sería de 9 y el presentado en el esquema de 13; es que el calculado es a partir de los datos mecánicos, los 13 tubos del diagrama es el espacio entre tubos entre el diámetro interior de la coraza. Cuando éste número es mayor al calculado, HTRI no presenta errores en la separación de tubos.

4.2.3 Resultados del intercambiador de la solución


		<b>Output Summary</b> <span style="float: right;">Page 1</span>			
		Released to the following organization: ITESM Fatima			
Xist E Ver. 4.00 SP2 28/11/2007 11:29 SN: 1600201029 <span style="float: right;">SI Units</span>					
Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles See Data Check Messages Report for Informative Messages.					
<b>Process Conditions</b>		<b>Hot Shellside</b>		<b>Cold Tubeside</b>	
Fluid name		concentrada		diluída	
Flow rate	(kg/s)	0.0914		0.1000	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0.000	0.000	0.000	0.000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	93.36	58.34	35.00	64.63
Inlet P/Avg	(kPa)	9.333	8.700	9.333	8.528
dP/Allow.	(kPa)	1.267	2.000	1.611	2.000
Fouling	(m2-K/W)	0.000540		0.000540	
<b>Exchanger Performance</b>					
Shell h	(W/m2-K)	630.11	Actual U	(W/m2-K)	79.61
Tube h	(W/m2-K)	119.07	Required U	(W/m2-K)	78.04
Hot regime	(-)	Sens. Liquid	Duty	(MegaWatts)	0.0060
Cold regime	(-)	Sens. Liquid	Area	(m2)	3.067
EMTD	(Deg C)	25.2	Overdesign	(%)	2.01
<b>Shell Geometry</b>			<b>Baffle Geometry</b>		
TEMA type	(-)	AES	Baffle type	(-)	Single-Seg.
Shell ID	(mm)	190.000	Baffle cut	(Pct Dia.)	21.95
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)	PERPEND.
Parallel	(-)	3	Central spacing	(mm)	53.969
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(-)	17
<b>Tube Geometry</b>			<b>Nozzles</b>		
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)	52.553
Tube OD	(mm)	25.400	Shell outlet	(mm)	52.553
Length	(m)	1.462	Inlet height	(mm)	16.309
Pitch ratio	(-)	1.5000	Outlet height	(mm)	16.309
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(mm)	102.261
Tubecount	(-)	9	Tube outlet	(mm)	102.261
Tube Pass	(-)	1			
<b>Thermal Resistance, %</b>		<b>Velocities, m/s</b>		<b>Flow Fractions</b>	
Shell	12.66	Shellside	4.09	A	0.058
Tube	76.82	Tubeside	6.01	B	0.459
Fouling	9.24	Crossflow	4.62	C	0.268
Metal	1.274	Window	4.10	E	0.215
				F	0.000

Fig. 4.17 Resultados generales del intercambiador de la solución.

<b>HTRI</b>		<b>Final Results</b>		Page 1	
		Released to the following organization: <i>ITESM</i> <i>Fatima</i>			
Xist E Ver. 4.00 SP2 28/11/2007 11:29 SN: 1600201029				<b>SI Units</b>	
<b>Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles</b>					
Process Data		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name		concentrada		diluída	
Fluid condition		Sens. Liquid		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)	0.000	0.0914	0.000	0.1000
Weight fraction vapor, In/Out	(-)	0.000	0.000	0.000	0.000
Temperature, In/Out	(Deg C)	93.36	58.34	35.00	64.63
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	75.9	72.87	49.8	70.16
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	54.07	88.42	53.77	88.05
Pressure, In/Average	(kPa)	9.333	8.700	9.333	8.528
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	1.267	2.000	1.611	2.000
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	4.09		6.01	
Mole fraction inert	(-)				
Average film coef.	(W/m2-K)		630.11		119.07
Heat transfer safety factor	(-)		1.000		1.000
Fouling resistance	(m2-KW)		0.000540		0.000540
Overall Performance Data					
Overall coef., Req'd/Clean/Actual	(W/m2-K)		78.04 /	87.72 /	79.61
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)		0.0060 /		
Effective overall temperature difference	(Deg C)		25.2		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)		25.88 *	0.9722 *	1.0000
<b>Exchanger Fluid Volumes</b>					
Approximate shellside (L)	33.7				
Approximate tubeside (L)	27.5				
Shell Construction Information					
TEMA shell type	AES	Shell ID (mm)	190.000		
Shells Series	1 Parallel 3	Total area (m2)	3.149		
Passes Shell	1 Tube 1	Eff. area (m2/shell)	1.022		
Shell orientation angle (deg)	0.00				
Impingement present	No				
Pairs seal strips	1	F-stream seal rods (mm)	0.000	No. 0	
Shell expansion joint	No	Rear head support plate	No		
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		359.35 /	298.20 /	29.38 (kg/shell)	
Baffle Information					
Type	PERPEND. Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	21.95		
Crosspasses/shellpass	17	No. (Pct Area) (mm) to C.L			
Central spacing (mm)	53.969	1	18.44	53.291	
Inlet spacing (mm)	370.479	2	0.00	0.000	
Outlet spacing (mm)	243.483				
Baffle thickness (mm)	3.175				
Tube Information					
Tube type	Plain	Tubecount per shell	9		
Overall length (m)	1.462	Pct tubes removed (none)			
Effective length (m)	1.424	Outside diameter (mm)	25.400		
Total tubesheet (mm)	38.000	Wall thickness (mm)	1.651		
Area ratio (out/in)	1.1495	Pitch (mm)	38.1000	Ratio	1.5000
Tube metal	MO-CR alloy C-276 (N10276)	Tube pattern (deg)	30		

Fig. 4.18 Resultados finales del intercambiador de la solución.

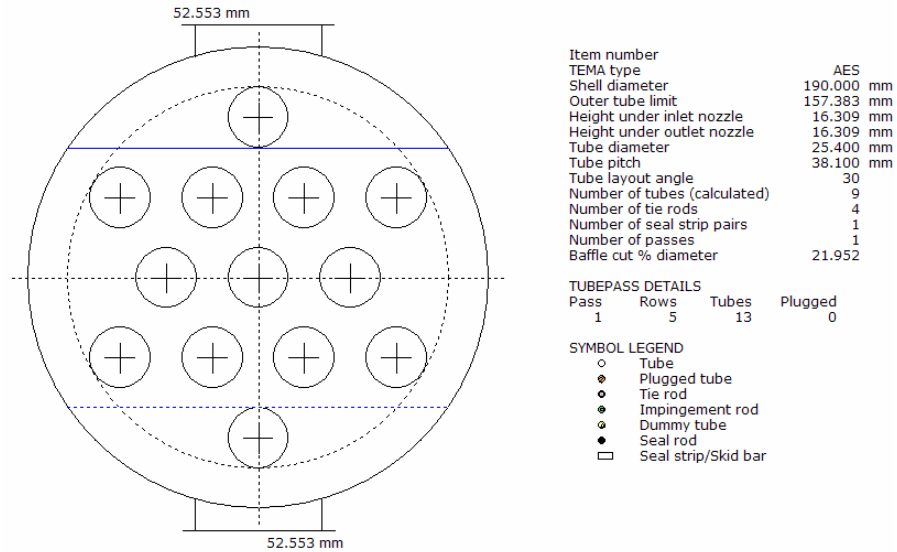


Fig. 4.19 Esquema de la distribución de tubos del intercambiador de la solución.

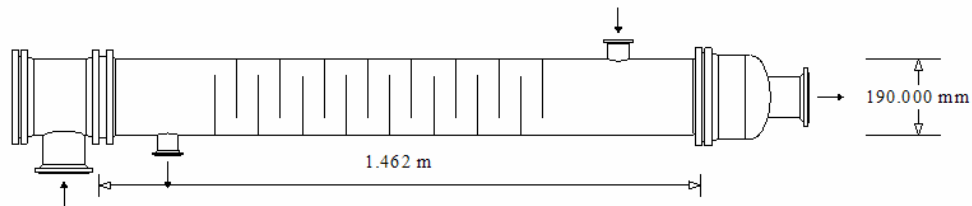


Fig. 4.20 Diámetro y longitud de la coraza del intercambiador de la solución.

El intercambiador de la solución es el equipo más pequeño. Esto es porque sólo es para precalentar la solución fuerte hacia el generador y enfriar la solución débil que regresa al absorbedor. Cuenta con 13 tubos de una pulgada; tiene un diámetro de coraza de 190mm y una longitud de 1.462m. El coeficiente global es de  $78.04 \text{ W/m}^2\text{-K}$  y el área de transferencia es  $3.067 \text{ m}^2$ ; el UA<sub>hx</sub> según EES es de  $231.8 \text{ W/K}$  y de acuerdo con los datos del HTRI es de  $239.3 \text{ W/K}$ . La diferencia de 3.15% se debe a que en el intercambiador no existe cambio de fase; por lo tanto al agregar las propiedades de las soluciones no existió error por cálculo de cambio de fase.

4.2.4 Resultados del evaporador

HTRI		Output Summary				Page 1
Xist E Ver. 4.00 SP2 09/10/2007 16:33 SN: 1600201029		Released to the following organization: ITESM Fatima				SI Units
Design - Horizontal Multipass Flow TEMA BXM Shell With No Baffles						
See Data Check Messages Report for Informative Messages.						
Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name		refrigerant		chilled		
Flow rate	(kg/s)		0.0087			0.3676
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0.068	1.000	0.000		0.000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	3.70	3.70	20.00		7.00
Inlet P/Avg	(kPa)	0.800	0.559	101.301		101.099
dP/Allow.	(kPa)	0.482	0.000	0.406		1.500
Fouling	(m2-K/W)		0.000200			0.000200
Exchanger Performance						
Shell h	(W/m2-K)	1120.85		Actual U	(W/m2-K)	280.22
Tube h	(W/m2-K)	632.42		Required U	(W/m2-K)	181.70
Hot regime	(-)	Sens. Liquid		Duty	(MegaWatts)	0.0204
Cold regime	(-)	Flow		Area	(m2)	8.851
EMTD	(Deg C)	12.4		Overdesign	(%)	54.22
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(-)	BXM	Baffle type	(-)		Support
Shell ID	(mm)	250.000	Baffle cut	(Pct Dia.)		
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)		
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)		566.654
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(-)		1
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)		154.051
Tube OD	(mm)	9.525	Shell outlet	(mm)		225.000
Length	(m)	1.750	Inlet height	(mm)		44.324
Pitch ratio	(-)	1.2500	Outlet height	(mm)		57.024
Layout	(deg)	45	Tube inlet	(mm)		52.553
Tubecount	(-)	174	Tube outlet	(mm)		52.553
Tube Pass	(-)	2				
Thermal Resistance, %		Velocities, m/s		Flow Fractions		
Shell	25.00	Shellside	6.22	A		0.000
Tube	60.01	Tubeside	0.11	B		0.832
Fouling	13.20	Crossflow	5.60	C		0.168
Metal	1.795	Window	0.00	E		0.000
				F		0.000

Fig. 4.21 Resultados generales del evaporador.

<b>HTRI</b>		<b>Final Results</b>		Page 1
		Released to the following organization:		
		ITESM Fatima		
Xist E Ver. 4.00 SP2 09/10/2007 16:33 SN: 1600201029				SI Units
Design - Horizontal Multipass Flow TEMA BXM Shell With No Baffles				
Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside
Fluid name	refrigerant			chilled
Fluid condition		Boil. Liquid		Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)	0.0087		0.3676
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0.068	1.000	0.000
Temperature, In/Out	(Deg C)	3.70	3.70	20.00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	-2.1	5.68	13.5
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	-4.28	19.67	-3.69
Pressure, In/Average	(kPa)	0.800	0.559	101.301
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	0.482		0.406
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	6.22		0.11
Boiling range	(Deg C)		0.000	
Average film coef.	(W/m2-K)		1120.85	632.42
Heat transfer safety factor	(--)		1.000	1.000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0.000200	0.000200
Overall Performance Data				
Overall coef., Req/Clean/Actual	(W/m2-K)	181.70	/	322.82 / 280.22
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0.0204	/	0.0200
Effective overall temperature difference	(Deg C)	12.4		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	13.79	*	0.9015 * 1.0000
<b>Exchanger Fluid Volumes</b>				
Approximate shellside (L)	80.2			
Approximate tubeside (L)	63.6			
Shell Construction Information				
TEMA shell type	BXM	Shell ID	(mm)	250.000
Shells Series	1 Parallel 1	Total area	(m2)	9.112
Passes Shell	1 Tube 2	Eff. area	(m2/shell)	8.851
Shell orientation angle (deg)	0.00	Impingement diameter/nozzle		1.1
Impingement present	Circular plate	F-stream seal rods (mm)	0.000	No. 0
Pairs seal strips	3	Rear head support plate	No	
Shell expansion joint	No	Weight estimation Wet/Dry/Bundle	521.90 / 378.25 / 105.57	(kg/shell)
Baffle Information				
Type	Support	Baffle cut (% dia)		
Crosspasses/shellpass	1	No. (Pct Area)	(mm) to C.L	
Support Spacing	(mm) 566.654	1		
Inlet spacing	(mm) 0.000	2		
Outlet spacing	(mm) 0.000	Support plates/baffle space		2
Baffle thickness	(mm) 3.175			
Tube Information				
Tube type	Plain	Tubecount per shell		174
Overall length	(m) 1.750	Pct tubes removed (both)		31.03
Effective length	(m) 1.700	Outside diameter	(mm)	9.525
Total tubesheet	(mm) 50.000	Wall thickness	(mm)	1.245
Area ratio	(out/in) 1.3543	Pitch (mm)	11.9062	Ratio 1.2500
Tube metal	Copper/nickel 60/40	Tube pattern (deg)		45

Fig. 4.22 Resultados finales del evaporador

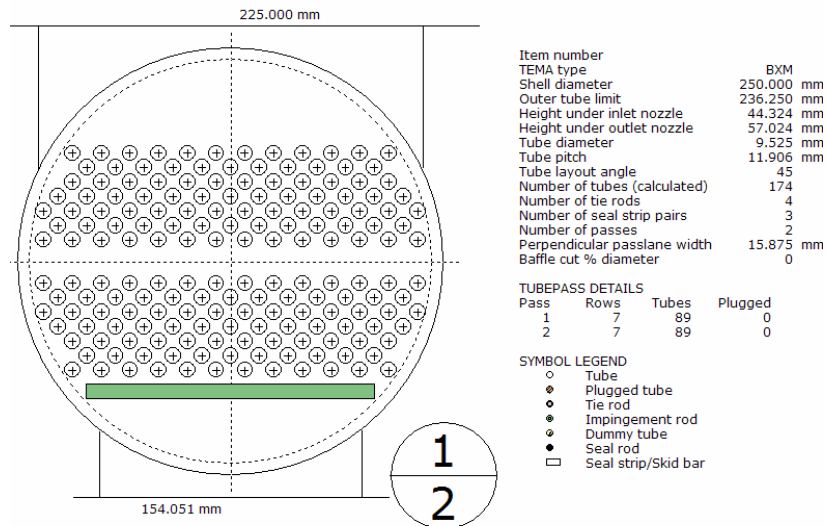


Fig. 4.23 Esquema de la distribución de tubos en el evaporador. Coraza tipo BXM.

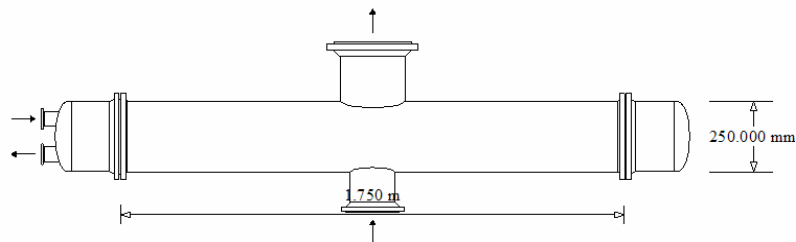


Fig. 4.24 Diámetro y longitud de la coraza del evaporador.

El evaporador se diseñó como un tipo BXM diferente al de los equipos anteriores debido a que maneja un contraste de presiones. En el lado de la coraza debe permanecer en 0.8 kPa mientras que el agua a enfriar entra a una presión similar a la atmosférica. Su longitud es de 1.750 m y su diámetro de 250 mm cuenta con 174 tubos. Con ayuda del HTRI se llegó a este acomodo que se considera aceptable a pesar de la diferencia del factor UAe de 1608.2 W/K contra el valor esperado de EES de 2480 W/K está dimensionado de tal forma que su coeficiente de transferencia actual es de 280.22 W/m<sup>2</sup>-K que con el área de transferencia de 8.851 m<sup>2</sup> da como resultado un valor UAe de 2480.22 W/m<sup>2</sup>-K.



La posible diferencia entre los valores del coeficiente global requerido y el actual podría deberse a una ligera caída de presión en el lado de la coraza que a bajas presiones cambia drásticamente la composición de vapor en la corriente de salida de la coraza.

#### 4.2.5 Resultados del absorbedor

El caso del absorbedor no fue diseñado en HTRI debido a las dificultades de las propiedades, la baja presión, contar con dos entradas y una salida que originaron errores considerables que hicieron imposible su modelación. Las ecuaciones 4.13 a 4.15 se emplearon para realizar un dimensionado básico.

Se propone un diámetro de coraza de 1000 mm; 700 tubos de 1 ½ pulgadas de diámetro BWG 18 con una longitud de 5 metros. Esto basándose en el hecho que el absorbedor debe ser el componente con mayor volumen ya que también funcionará para almacenar toda la solución cuando el sistema no se encuentre operando.

El espesor de película calculado ( $\delta_x$ ) es 0.0002877 m. Para un absorbedor con una diferente presión de 1.31 kPa y una concentración mayor a la del proyecto actual debería ser de 0.000821 m según datos experimentales [55]. Al comparar ambos valores se observa un orden de magnitud similar que cambia según la presión y la concentración de la solución; no obstante, se consideró el valor calculado para ser coherente con el resto de las ecuaciones.

Los valores de las resistencias de ensuciamiento fueron de  $R_i=0.002 \text{ m}^2\text{-K/W}$   $R_o=0.00054 \text{ m}^2\text{-K/W}$ . El coeficiente global resultante es  $277.1 \text{ W/m}^2$  y por lo tanto el área de transferencia en el absorbedor es de  $1.454 \text{ m}^2$ .

Las caída de presión en el lado de los tubos fue de 3.41 kPa y del lado de la coraza de 0.0022 kPa; valores que a pesar de ser bajos cambiarían significativamente los resultados de las propiedades de la solución por lo que se supone en los experimentos drásticamente el valor de la  $\delta_x$ . Se necesita más investigación en la determinación del coeficiente global de transferencia para un absorbedor. [46]

#### 4.2.6 Resultados de la torre de enfriamiento

Con los datos de entrada de las temperaturas se obtiene un valor característico de la torre de enfriamiento de  $\frac{KaV}{L_w} = 2.152$  con un  $L_w/G=1.25$ . El flujo de aire que se necesita es de 2.323 kg/s. Si se considera un relleno tipo C y se sustituyen el valor en la ecuación 4.17 se obtiene un número de 2.6 etapas de relleno que con la altura del empaque da una altura total de 3.23 pies lo equivalente a 0.985 metros. Su área de piso sería de 1.07 m<sup>2</sup>; que se lograría con dimensiones aproximadas de 1.03 m x 1.03 m. La caída de presión se calcula con la ecuación 4.18 y tiene un valor de 0.0233 Pa.

## **Capítulo 5.- Estimación del costo para el sistema de refrigeración por absorción.**

*Como último paso para este diseño se presenta una estimación del costo de seis componentes principales del sistema de refrigeración propuesto. Los costos de los cinco elementos del ciclo de absorción se obtienen con una metodología conocida desde el año 1982, todos los resultados se obtuvieron para ese año y después se trasladó al presente año mediante los índices de costos para plantas químicas; el costo de la torre de enfriamiento se cotizó con una empresa manufacturera importante. Se comentan sobre las posibles causas que originan éstos precios base y del ahorro que se consigue al cambiar la quema de gas natural por la energía solar. Esto sin considerar la adquisición de los paneles solares. Todos los precios presentados están en dólares.*

### **5.1 Cálculos de costos para los intercambiadores de coraza y tubos.**

Los sistemas de absorción de Bromuro de Litio son aplicaciones de energía solar convenientes debido a que emplean agua calentada por colectores solares en lugar de quemar combustibles. Sin embargo, no se encuentran disponibles en tamaños residenciales y es por ello que la posibilidad de producir aire acondicionado a pequeñas escalas debe analizarse. Después de realizar un análisis sobre las dimensiones que ocuparía físicamente, se recomienda un análisis financiero como último paso a esta investigación.

Hasta ahora se tienen resultados termodinámicos y de diseño. Estos datos nos servirán de base para calcular el costo de construcción de los componentes principales. A continuación se muestra pequeño análisis financiero para obtener el ahorro que el sistema tendrá a través del tiempo de operación de 6 meses considerado como el período de primavera-verano.

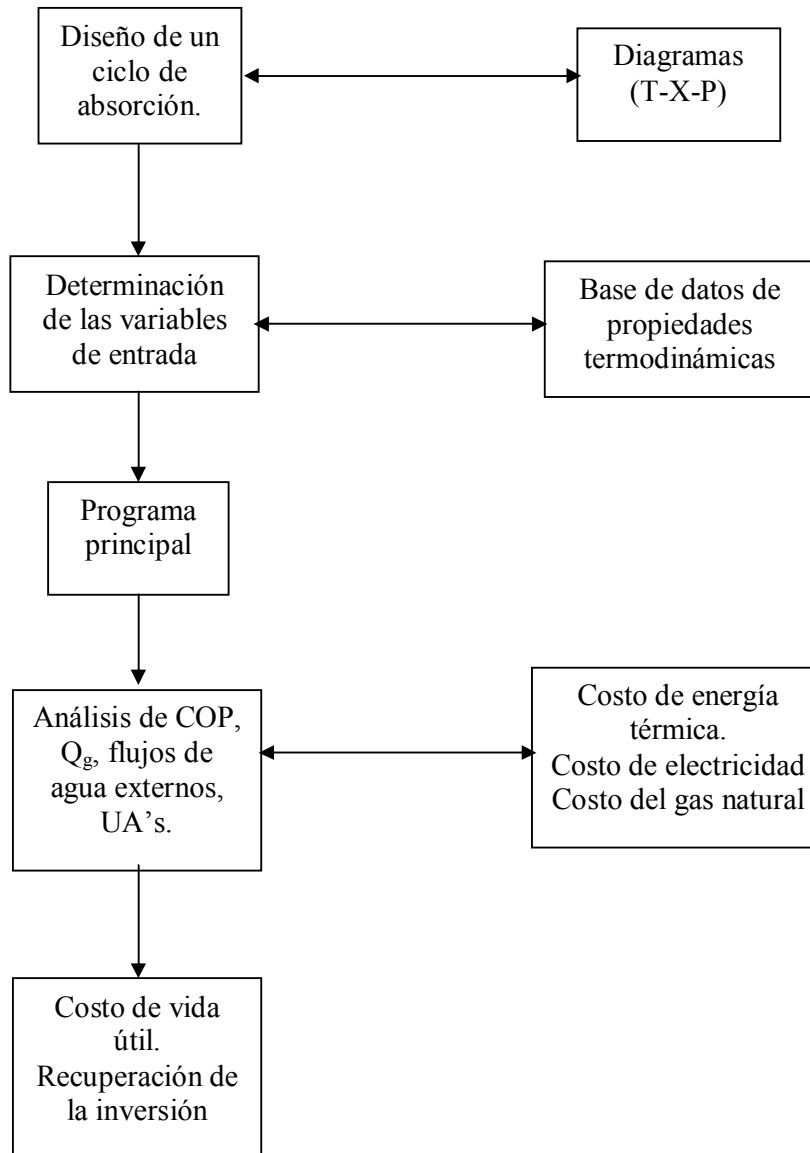


Fig. 5.1 Procedimiento para realizar el análisis financiero de un sistema de absorción.

El costo de capital del equipo es proporcional al área de transferencia de calor; además los costos de intercambiadores de calor de tubo y coraza varían de acuerdo al tipo de TEMA, diámetro de la coraza, longitud del tubo, arreglo de los tubos, número de pasos, presiones de diseño y los tipos de material para su construcción [66]. Una ecuación para calcular el costo base de un intercambiador es:

$$C_{base} = \left[ \frac{6.6}{1 - \exp\left(\frac{7 - D_{ci}}{27}\right)} \right] pq \times fh \times rc \quad (5.1)$$

Donde:

$C_{base}$  es el costo base del intercambiador en dólares

$D_{ci}$  es el diámetro de la coraza en pulgadas

$pq$  es un multiplicador de costo para diferentes diámetros de tubos y arreglos de tubos.

Este valor se especifica en la tabla 5.1

$fh$  es el multiplicador de costo para diferentes tipos de cabezal anterior TEMA. Los valores usados se muestran en la tabla 5.2.

$rc$  es el multiplicador del costo para el cabezal de parte posterior TEMA. Los valores usados se muestran en la tabla 5.3.

Tabla 5.1 Valor del multiplicador  $pq$  para ecuación del costo base del intercambiador de calor de tubo y coraza. [66]

Diámetro exterior de tubos x arreglo de tubos (pulgadas)	Arreglo Triangular	Arreglo Cuadrado
$\frac{5}{8} \times \frac{25}{32}$	0.62	No es común
$1 \times 1\frac{1}{4}$	0.98	1.16
$1\frac{1}{4} \times 1\frac{9}{16}$	1.23	1.45
$1\frac{1}{4} \times 1\frac{37}{64}$	1.29	1.49
$1\frac{1}{2} \times 1\frac{7}{8}$	1.47	1.73

Tabla 5.2 Factor de corrección de costo por tipo de cabezal frontal.

Tipo TEMA	$fh$
B	1.0
A	1.03

Tabla 5.3 Factor de corrección de costo por tipo de cabezal posterior.

Tipo TEMA	$rc$
S	1.0
M	0.8

La ecuación 5.1 da como resultado el costo de un intercambiador de calor de coraza y tubos de acero templado, de 20 pies de largo, con tubos de una pulgada 14 BWG. Por ello se deben hacer una serie de correcciones.

El factor para corregir la longitud de tubos está dada por:

$$C_L = \left[ 1 - \frac{L}{20} \right] \left[ 1.5 - \frac{0.002083(D_{ci} - 12)}{1 - \left( \frac{L}{20} \right)} \right] \quad (5.2)$$

La corrección por número de pasos es:

$$CN_{TP} = \frac{(N_{TP} - 1)}{100} \quad (5.3)$$

Donde  $N_{TP}$  es el número de pasos que si es uno, esta corrección es cero.

La corrección por las presiones de diseño en el lado de la coraza y del lado de los tubos son similares entre sí.

$$CP_s = \left[ \left( \frac{PD_s}{150} \right) - 1 \right] [0.07 + 0.0016(D_{ci} - 12)] \quad (5.4)$$

$$CP_T = \left[ \left( \frac{PD_T}{150} \right) - 1 \right] [0.035 + 0.00056(D_{ci} - 12)] \quad (5.5)$$

Donde  $PD_s$  es la presión de diseño del lado de la coraza y  $PD_T$  es la presión de diseño dentro de los tubos. Ambas en unidades psi.

Para hacer la corrección por el tipo de material se calcula el costo de los tubos de acero templado como una fracción del precio total:

$$y = 0.129 + 0.0016(D_{ci} - 12) \left[ d_o / 0.75(pi)^2 fa \right] \quad (5.6)$$

pi es la distancia entre tubos en pulgadas.

fa es 0.85 para arreglos triangulares y 1.0 para arreglos cuadrangulares.

Con y, se obtienen las correcciones de los materiales de construcción de los tubos:

$$Cm_t = y(M_1 - 1) \quad (5.7)$$

De la coraza:

$$Cm_s = 0.1(M_2 - 1) \quad (5.8)$$

De los canales:

$$Cm_c = 0.06(M_2 - 1) \quad (5.9)$$

De los deflectores:

$$Cm_{ts} = 0.04(M_2 - 1) \quad (5.10)$$

M<sub>1</sub> y M<sub>2</sub> son razones de los costos relativos de los materiales de construcción a los costos del acero templado. Los valores usados para los equipos diseñados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 5.4 Valores de M<sub>1</sub> y M<sub>2</sub> para los materiales de construcción de los equipos diseñados

Material	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>
Monel 400	15.50	14.50
Acero inoxidable 304	6.50	3.70
Aleación Cu 70 Ni 30	5.50	5.50
Cobre	4.20	4.20

La última corrección es la del espesor de tubo basándose en el BWG de 14, ga tiene un valor de 1.26 para un 12 BWG y un 0.7 para un 18 BWG.

$$Cg_a = y(g_a - 1) \quad (5.11)$$

El costo estimado para un intercambiador de calor es:

$$CE_B = [C_{base}(1 + C_T)A_T N_m] \quad (5.12)$$

Donde:

$C_T$  es la suma de las correcciones utilizando las ecuaciones 5.2 a 5.11.

$A_T$  es el área superficial total del intercambiador

$N_m$  es la cantidad de intercambiadores que se necesitan. Usualmente 1.

El valor de  $CE_B$  calculado es una estimación en 1982. Para traerlo al año 2007 se necesita el factor  $CE_I$  definido como:

$$CE_I = \frac{CEPCI(2007)}{CEPCI(1982)} \quad (5.13)$$

Los valores  $CEPCI$ <sup>3</sup> son indicadores económicos que se publican periódicamente. El valor  $CEPCI$  para intercambiadores de calor de 1982 es de 324.5 y el  $CEPCI$  de lo que va del 2007 es 600.2. Por lo tanto el  $CEI$  tiene un valor de 1.85.

Cabe señalar que si algún factor de corrección tiene valor negativo, simplemente se le considera cero. Tal es el caso de los factores de corrección de presión; ya que en todos los equipos éste valor fue negativo. Aún así, el resto de las correcciones forman parte del factor  $C_T$ . La corrección por juntas de expansión no se calculó ya que ningún equipo fue pensado con tal aditamento.

Los resultados de las estimaciones de los equipos se presentan a continuación.

---

<sup>3</sup> abreviatura en inglés de Chemical Engineering Plant Cost Index.



I. DATOS DEL INTERCAMBIADOR NECESARIOS PARA LA ESTIMACION DE COSTO.			
Clasificación TEMA:	AES	Presión de diseño del lado de la coraza, psig:	1.35
Diámetro interior de la coraza, pulgadas:	38	Presión de diseño para los tubos, psig:	14.7
Longitud nominal de la tubería, pies:	10	Materiales:	
Diámetro exterior del tubo, pulgadas:	1	Tubos:	Cobre
Distancia entre tubos, pulgadas:	1.25	Coraza:	304 Acero inoxidable
Arreglo de tubos, grados:	60	Area de transferencia, ft <sup>2</sup> :	1781.4
Tubo de construcción:	12 BWG		
Número de pasos:	2		

II. CALCULOS DE COSTOS																																					
1.	<p>Precio base, <math>C_{base} = \left[ \frac{6.6}{1 - \exp\left(\frac{7 - Dct}{27}\right)} \right] pq \times fh \times rc = 9.67 \times 0.98 \times 1.03 \times 1.00 = 9.76 \text{ \\$/ft}^2</math></p>																																				
2.	<p>Correcciones para las alternativas de la fracción del precio bajo</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 70%;">Corrección por el tipo de coraza</td> <td style="width: 10%; text-align: right;">Cs=</td> <td style="width: 20%; text-align: right;"><u>0.00</u></td> </tr> <tr> <td>Corrección por la longitud de tubo</td> <td style="text-align: right;">CL=</td> <td style="text-align: right;"><u>0.70</u></td> </tr> <tr> <td>Corrección por el número de pasos de tubo</td> <td style="text-align: right;">CNTp=</td> <td style="text-align: right;"><u>0.01</u></td> </tr> <tr> <td>Corrección por presión de diseño de lado de la coraza</td> <td style="text-align: right;">Cps=</td> <td style="text-align: right;"><u>-0.11</u></td> </tr> <tr> <td>Corrección por presión de diseño del lado de los tubos</td> <td style="text-align: right;">CPT=</td> <td style="text-align: right;"><u>-0.04</u></td> </tr> <tr> <td>Corrección de materiales</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Tubos</td> <td style="text-align: right;">Cmt=</td> <td style="text-align: right;"><u>1.03</u></td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Coraza</td> <td style="text-align: right;">Cms=</td> <td style="text-align: right;"><u>0.32</u></td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Canales</td> <td style="text-align: right;">Cmc=</td> <td style="text-align: right;"><u>0.19</u></td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Hoja del tubo</td> <td style="text-align: right;">Cmts=</td> <td style="text-align: right;"><u>0.13</u></td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Corrección de ancho de tubo</td> <td style="text-align: right;">Cg=</td> <td style="text-align: right;"><u>0.05</u></td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: right;">Corrección total CT=</td> <td style="text-align: right;"><u>2.43</u></td> </tr> </table>	Corrección por el tipo de coraza	Cs=	<u>0.00</u>	Corrección por la longitud de tubo	CL=	<u>0.70</u>	Corrección por el número de pasos de tubo	CNTp=	<u>0.01</u>	Corrección por presión de diseño de lado de la coraza	Cps=	<u>-0.11</u>	Corrección por presión de diseño del lado de los tubos	CPT=	<u>-0.04</u>	Corrección de materiales			Tubos	Cmt=	<u>1.03</u>	Coraza	Cms=	<u>0.32</u>	Canales	Cmc=	<u>0.19</u>	Hoja del tubo	Cmts=	<u>0.13</u>	Corrección de ancho de tubo	Cg=	<u>0.05</u>		Corrección total CT=	<u>2.43</u>
Corrección por el tipo de coraza	Cs=	<u>0.00</u>																																			
Corrección por la longitud de tubo	CL=	<u>0.70</u>																																			
Corrección por el número de pasos de tubo	CNTp=	<u>0.01</u>																																			
Corrección por presión de diseño de lado de la coraza	Cps=	<u>-0.11</u>																																			
Corrección por presión de diseño del lado de los tubos	CPT=	<u>-0.04</u>																																			
Corrección de materiales																																					
Tubos	Cmt=	<u>1.03</u>																																			
Coraza	Cms=	<u>0.32</u>																																			
Canales	Cmc=	<u>0.19</u>																																			
Hoja del tubo	Cmts=	<u>0.13</u>																																			
Corrección de ancho de tubo	Cg=	<u>0.05</u>																																			
	Corrección total CT=	<u>2.43</u>																																			
3.	<p>Costo del intercambiador de calor Eb.  <math>CEb = [C_{base}(1 + C_T) \times A \times N] = [ 9.76 \times ( 1 + 2.43 ) \times 1781.4 \times 1 ] = \\$59,656.07</math></p>																																				
4.	<p>Costo actual del intercambiador Ec.  <math>CEc = CEb \times CEi = \\$59,656.07 \times 1.850 = \\$110,340.75</math></p>																																				

Fig. 5.2 Resultados de la estimación de costo del condensador (en dólares)

I. DATOS DEL INTERCAMBIADOR NECESARIOS PARA LA ESTIMACION DE COSTO.			
Clasificación TEMA:	AES	Presión de diseño del lado de la coraza, psig:	1.35
Diámetro interior de la coraza, pulgadas:	8.26	Presión de diseño para los tubos, psig:	14.7
Longitud nominal de la tubería, pies:	12	Materiales:	
Diámetro exterior del tubo, pulgadas:	1.25	Tubos:	304 Acero inoxidable
Distancia entre tubos, pulgadas:	1.66	Coraza:	304 Acero inoxidable
Arreglo de tubos, grados:	30		
Tubo de construcción:	12 BWG	Area de transferencia, ft <sup>2</sup> :	34.94
Número de pasos:	1		

II. CALCULOS DE COSTOS			
1.	Precio base,	$C_{base} = \left[ \frac{6.6}{1 - \exp\left(\frac{7 - Dci}{27}\right)} \right] pq \times ft \times rc$	$= 144.75 \times 1.23 \times 1.03 \times 1.00 = 183.39 \text{ \$/ft}^2$
2.	Correcciones para las alternativas de la fracción del precio bajo		
	Corrección por el tipo de coraza	Cs=	<u>0.00</u>
	Corrección por la longitud de tubo	CL=	<u>0.61</u>
	Corrección por el número de pasos de tubo	CNtp=	<u>0.00</u>
	Corrección por presión de diseño de lado de la coraza	Cps=	<u>-0.06</u>
	Corrección por presión de diseño del lado de los tubos	CPT=	<u>-0.03</u>
	Corrección de materiales		
	Tubos	Cmt=	<u>0.58</u>
	Coraza	Cms=	<u>0.27</u>
	Canales	Cmc=	<u>0.16</u>
	Hoja del tubo	Cmts=	<u>0.11</u>
	Corrección de ancho de tubo	Cg=	<u>0.03</u>
		Corrección total CT=	<u>1.76</u>
3.	Costo del intercambiador de calor Eb.		
	CEb=[C <sub>base</sub> (1+C <sub>T</sub> )xAtxN]=	$[ 183.39 \times ( 1 + 1.76 ) \times 34.94 \times 1 ] =$	<u>\$17,661.16</u>
4.	Costo actual del intercambiador Ec.		
	CEc= CEbxCEi=	$17,661.16 \times 1.850 =$	<u>\$32,666.34</u>

Fig. 5.3 Resultados de la estimación de costo del generador (en dólares)

I. DATOS DEL INTERCAMBIADOR NECESARIOS PARA LA ESTIMACION DE COSTO.			
Clasificación TEMA:	AES	Presión de diseño del lado de la coraza, psig:	1.35
Diámetro interior de la coraza, pulgadas:	7.48	Presión de diseño para los tubos, psig:	1.35
Longitud nominal de la tubería, pies:	4.8	Materiales:	
Diámetro exterior del tubo, pulgadas:	1	Tubos:	Monel 456
Distancia entre tubos, pulgadas:	1.5	Coraza:	Monel 456
Arreglo de tubos, grados:	30	Area de transferencia, ft <sup>2</sup> :	33.35
Tubo de construcción:	12 BWG		
Número de pasos:	1		

II. CALCULOS DE COSTOS			
1.	Precio base,	$C_{base} = \left[ \frac{6.6}{1 - \exp\left(\frac{7 - Dci}{27}\right)} \right] pq \times ft \times rc$	$= 374.56 \times 0.98 \times 1.03 \times 1.00 = 378.08 \text{ \$/ft}^2$
2.	Correcciones para las alternativas de la fracción del precio bajo		
	Corrección por el tipo de coraza	Cs=	0.00
	Corrección por la longitud de tubo	CL=	1.15
	Corrección por el número de pasos de tubo	CNtp=	0.00
	Corrección por presión de diseño de lado de la coraza	Cps=	-0.06
	Corrección por presión de diseño del lado de los tubos	CPT=	-0.03
	Corrección de materiales		
	Tubos	Cmt=	1.60
	Coraza	Cms=	1.35
	Canales	Cmc=	0.81
	Hoja del tubo	Cmts=	0.54
	Corrección de ancho de tubo	Cg=	0.03
		Corrección total CT=	5.48
3.	Costo del intercambiador de calor Eb.		
	$CEb = [C_{base}(1 + C_T) \times A_{TxN}] =$	$[ 378.08 \times ( 1 + 5.48 ) \times 33.35 \times 1 ] =$	$\$81,722.10$
4.	Costo actual del intercambiador Ec.		
	$CEc = CEb \times CEi =$	$\$81,722.10 \times 1.850 =$	$\$151,154.41$

Fig. 5.4 Resultados de la estimación de costos del intercambiador de la solución (en dólares)

I. DATOS DEL INTERCAMBIADOR NECESARIOS PARA LA ESTIMACION DE COSTO.			
Clasificación TEMA:	BXM	Presión de diseño del lado de la coraza, psig:	0.116
Diámetro interior de la coraza, pulgadas:	9.84	Presión de diseño para los tubos, psig:	14.7
Longitud nominal de la tubería, pies:	5.74	Materiales:	
Diámetro exterior del tubo, pulgadas:	0.375	Tubos:	70-30 Cobre-Niquel
Distancia entre tubos, pulgadas:	0.4687	Coraza:	304 Acero inoxidable
Arreglo de tubos, grados:	45	Area de transferencia, ft <sup>2</sup> :	95.3
Tubo de construcción:	14 BWG		
Número de pasos:	2		

II. CALCULOS DE COSTOS			
1.	Precio base,	$C_{base} = \left[ \frac{6.6}{1 - \exp\left(\frac{7 - Dci}{27}\right)} \right]^{pq \times ft \times rc}$	$= \underline{66.10} \times \underline{0.62} \times \underline{1.00} \times \underline{0.80} = \underline{32.79} \text{ \$/ft}^2$
2.	Correcciones para las alternativas de la fracción del precio bajo		
	Corrección por el tipo de coraza	Cs=	<u>0.00</u>
	Corrección por la longitud de tubo	CL=	<u>1.07</u>
	Corrección por el número de pasos de tubo	CNtp=	<u>0.01</u>
	Corrección por presión de diseño de lado de la coraza	Cps=	<u>-0.07</u>
	Corrección por presión de diseño del lado de los tubos	CPT=	<u>-0.03</u>
	Corrección de materiales		
	Tubos	Cmt=	<u>0.58</u>
	Coraza	Cms=	<u>0.45</u>
	Canales	Cmc=	<u>0.27</u>
	Hoja del tubo	Cmts=	<u>0.18</u>
	Corrección de ancho de tubo	Cg=	<u>0.01</u>
		Corrección total CT=	<u>2.57</u>
3.	Costo del intercambiador de calor Eb.		
	$CEb = [C_{base}(1 + C_T) \times A \times N]$	$= [ \underline{32.79} \times ( \underline{1} + \underline{2.57} ) \times \underline{95.3} \times \underline{1} ]$	$= \underline{\$11,153.46}$
4.	Costo actual del intercambiador Ec.		
	$CEc = CEb \times CEi$	$= \underline{\$11,153.46} \times \underline{1.850}$	$= \underline{\$20,629.60}$

Fig. 5.5 Resultados de la estimación de costos del evaporador (en dólares)

I. DATOS DEL INTERCAMBIADOR NECESARIOS PARA LA ESTIMACION DE COSTO.			
Clasificación TEMA:	AES	Presión de diseño del lado de la coraza, psig:	0.116
Diámetro interior de la coraza, pulgadas:	39.4	Presión de diseño para los tubos, psig:	14.7
Longitud nominal de la tubería, pies:	16.4	Materiales:	
Diámetro exterior del tubo, pulgadas:	1.5	Tubos:	70-30 Nobre-Niquel
Distancia entre tubos, pulgadas:	1.875	Coraza:	304 Acero inoxidable
Arreglo de tubos, grados:	90		
Tubo de construcción:	18 BWG	Area de transferencia, ft <sup>2</sup> :	15.65
Número de pasos:	1		

II. CALCULOS DE COSTOS			
1.	Precio base,	$C_{base} = \left[ \frac{6.6}{1 - \exp\left(\frac{7 - Dci}{27}\right)} \right] pq \times fh \times rc$	$= 9.44 \times 1.47 \times 1.03 \times 1.00 = 14.30 \text{ \$/ft}^2$
2.	Correcciones para las alternativas de la fracción del precio bajo		
	Corrección por el tipo de coraza	Cs=	<u>0.00</u>
	Corrección por la longitud de tubo	CL=	<u>0.21</u>
	Corrección por el número de pasos de tubo	CNtp=	<u>0.00</u>
	Corrección por presión de diseño de lado de la coraza	Cps=	<u>-0.11</u>
	Corrección por presión de diseño del lado de los tubos	CPT=	<u>-0.05</u>
	Corrección de materiales		
	Tubos	Cmt=	<u>1.99</u>
	Coraza	Cms=	<u>0.45</u>
	Canales	Cmc=	<u>0.27</u>
	Hoja del tubo	Cmts=	<u>0.18</u>
	Corrección de ancho de tubo	Cg=	<u>-0.12</u>
		Corrección total CT=	<u>2.99</u>
3.	Costo del intercambiador de calor Eb.		
	CEb=[C <sub>base</sub> (1+C <sub>T</sub> )xAtxN]=	$\left[ 14.30 \times \left( 1 + 2.99 \right) \times 15.65 \times 1 \right]$	$= \underline{\$892.91}$
4.	Costo actual del intercambiador Ec.		
	Cec= CEbxCEi=	$\underline{\$892.91} \times 1.850$	$= \underline{\$1,651.53}$

Fig. 5.6 Resultados de la estimación de costos del absorbedor (en dólares)

Como se puede observar, el equipo más económico es el absorbedor debido al área de transferencia de calor. Este costo podría cambiar una vez que se realicen estudios más a detalle para las correlaciones del efecto Marangoni y la convección en fase absorbente de las que se comentó en el capítulo 4.

Si a los cinco equipos principales se le agrega el costo de una torre de enfriamiento modelo HD-1204-GRT-I marca HD, la más aproximada a las condiciones de diseño y resultados obtenidos de la metodología explicada en el capítulo 4; con un costo aproximado de \$4,500.00 dólares; la inversión estimada para el equipo de absorción es de \$320,942.63 dólares sin considerar equipo auxiliar.

Por otro lado, tomando el precio del gas natural como \$6 dólares/ por millón de Btu y si el calor del generador fuese administrado por quema de éste combustible a una eficiencia del 80% y a un LHV de 48436 kJ/kg; sólo se tiene un ahorro de \$2,107.4 dólares en un período de operación de 6 meses (2880 horas). Si el precio del combustible se mantuviese estable y se operara todos los días del año la recuperación de la inversión se daría en 58 años.

Cabe destacar que por cada metro cúbico de gas natural quemado se producen 1.95 kg. de bióxido de carbono. Al tomar una densidad del gas natural de 0.587 kg/m<sup>3</sup> (101.325 kPa de presión, 20° C) se obtiene un ahorro de 13,032 kg. de gas que si se quemase produciría 25,412 kg de CO<sub>2</sub> en tan solo 6 meses. Lo que se considera benéfico para el medio ambiente al evitar este gas de invernadero en la atmósfera

## CONCLUSIONES

El ciclo de absorción con Agua- Bromuro de Litio presenta un COP de 0.7 que está dentro del rango aceptable de operación de éstos sistemas. Se demostró que los resultados obtenidos se encuentran dentro de valores esperados por otros autores al analizar datos semejantes.

El dimensionamiento de los equipos representó la parte más larga del proyecto. Aún con la ayuda del software HTRI estos valores se deben tomar como sólo preliminares ya que ningún estimado en cuanto a proporciones se encontró en la literatura revisada. El error más grande pudiera esperarse en el Absorbedor, ya que es el elemento más difícil de estudiar debido a los múltiples efectos que ocurren en función del tiempo.

Los coeficientes de transferencia de calor del lado de los tubos y del lado de la coraza utilizan diferentes correlaciones dependiendo del estado del fluido y la aplicación del intercambiador que se diseña. Para el condensador y el generador HTRI utilizó relaciones de flujo turbulento que pudieron comprobarse en los reportes de resultados. Para el evaporador cambió al esquema de intercambiador vertical y añadió la parte de coeficiente de ebullición. El problema se presentó en el intercambiador de la solución donde documentaba régimen laminar en los primeros milímetros de la coraza para después cambiarse a régimen turbulento. Las correlaciones mostradas son las que el software indica dentro de sus librerías, sin embargo son copiadas de referencias externas; por lo que los valores para comprobar los resultados pueden variar entre un 5 a 10% de los cálculos realizados manualmente.

El equipo que necesita más área de transferencia es el condensador, esto debido a la restricción de recibir sólo vapor de agua sobrecalentado y dejar salir a este refrigerante como líquido saturado. El agua de condensación también podrá parecer un dato a modificar para ampliar el rango de salida de 30° C quizás a 40° C disminuyendo así el área necesaria para que el condensador opere correctamente. Sin embargo, el calor que la torre de enfriamiento tendría que disipar aumentaría considerablemente al igual que su tamaño saliéndose así de un tamaño para uso residencial. Una opción sería intentar enfriamiento por corriente de aire, que resultaría menos eficiente requiriendo más

energía térmica de entrada, pero de ese modo se anularía la torre de enfriamiento y el área del condensador posiblemente disminuiría.

Además, el análisis económico del sistema de refrigeración por absorción dio resultados poco favorables en cuanto a recuperación de la inversión. Se ahorran sólo \$2,100 dólares de consumo de gas seis meses que abarcan la primavera y el verano. Lo más rescatable de ésta máquina es el ahorro de emisiones de bióxido de carbono al ambiente ya que en los mismos seis meses evitaría 25 toneladas de CO<sub>2</sub>. Lo que recalca la importancia del uso de la energía renovable a largo plazo, que quizás deberían añadir a su análisis financiero el costo de eliminar la contaminación que evitan.



## RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

1. Realizar la experimentación necesaria para determinar las propiedades de la solución de LiBr a bajas presiones.

Con los datos propuestos, realizar investigaciones de las correlaciones en el absorbedor para mejorar el coeficiente de transferencia propuesto. Ésta investigación se debe realizar en condiciones casi al vacío y de ser posible debe realizarse para diferentes concentraciones de mezcla.

2. Calcular la nueva carga térmica de la casa solar una vez terminado el reacomodo de los laboratorios.

La carga de enfriamiento de la casa solar fue estimada en el año 1979. Con la creación del centro de estudios de energías renovables, puede cambiar la fachada de la casa o el material de aislamiento lo que originará cambios en la carga de enfriamiento actual.

3. Adquisición o construcción del equipo de absorción con Bromuro de Litio.

La compañía Yazaki ® construye equipos de absorción de 10 toneladas a un costo promedio de 350 000 dólares. Una opción sería adquirir el equipo y modificarlo para usar el agua calentada de los colectores solares al tiempo que se realizan lecturas del equipo para adaptarlo a un tamaño residencial de 3 ó 5 toneladas.

4. Realizar la comparación monetaria y termodinámica de un equipo enfriado por aire y otro por agua

La licencia actual del HTRI no permite realizar cálculos para diseñar equipo enfriado por aire. Se puede ampliar la licencia para analizar los resultados de las áreas de transferencia y modificar la planeación a un sistema que no ocuparía la torre de

enfriamiento, por lo tanto se emplearía menos agua y al mismo tiempo se enfriaría directamente el aire sin necesidad de un equipo humidificador de aire.

La hipótesis sería que los sistemas de absorción enfriados por aire son más económicos que los que utilizan agua. La desventaja será el COP y la temperatura ambiente de Monterrey en la que se necesitaría más flujo de aire para evitar la cristalización en el absorbedor.

5. Analizar el ciclo con ayuda de otros software de diseño como el HEXTRAN o el ABSIM

El HEXTRAN es la competencia del HTRI con la diferencia que tiene la opción de modificar sobre el diagrama en lugar de introducir datos numéricos. El ABSIM es un software especializado en sistemas de absorción, cuenta con base de datos de propiedades de diferentes pares de sustancias y es útil para diseñar nuevas formas de bombas de calor. [63, 64]

**BIBLIOGRAFÍA**

- [1] SAMAN K., NAMIR F. "Modeling the performance of small capacity lithium bromide-water absorption chiller operated by solar energy". *Energy Systems Laboratory*, Texas A&M University System. College Station, Texas. 1996,
- [2] HENKEL. E.T "New Solar Thermal Energy Applications for Commercial, Industrial, and Government Facilities". *Energy Engineering*. 2005 vol. 102 Iss 2 pg 39-47.
- [3] MAKOWER, J., PERNINCK R. "Clean Energy Trends 2005". *Clean Edge*. The Clean-tech market authority. [www.cleantech.com](http://www.cleantech.com)
- [6] MISRA R.D, SAHOO P.K, SAHOO S., GUPTA A. "Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system". *International Journal of Refrigeration* 2003 vol. 26 pg 158-169.
- [7] ESTRADA-CAJIGAL V.R., ALMANZA S. R. "Irradiaciones global, directa y difusa en superficies horizontales e inclinadas, así como irradiación directa normal en la República Mexicana". *Serie Investigación y Desarrollo*. Instituto de Ingeniería UNAM. 2005. 68 págs. ISBN 970-32-0196-2
- [8] FERNÁNDEZ, L. "Descripción de las Características Operativas y de Diseño de un Tubo de Calor y su Aplicación a un Sistema de Refrigeración por Absorción". Tesis, División de Ingeniería y Arquitectura, ITESM, 2001.
- [9] KALOGIROU, SOTERIS A. "Solar thermal collectors and applications". *Progress in Energy and combustion science*. 2004 vol. 30 pg 231-295.
- [10] HENSLEY J. C. *Cooling Tower Fundamentals* 2<sup>nd</sup> Edition. SPX Cooling Technologies, Inc. Overland Park, Kansas USA 2006.

- 
- [11] PETERS M.S., TIMMERHAUS K. D., WEST R.E. *Plant design and economics for chemical engineers*. Mc Graw Hill 2003 5<sup>th</sup> edition
- [12] HANANÍA M. I. “Metodología de caracterización de colectores solares de placa-plana bajo condiciones reales de operación”. Tesis, División de Ingeniería y Arquitectura, ITESM, 2001.
- [13] HEROLD E.K, RADERMACHER R, KLEIN S.A. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRS Press; 1996. 327 p. ISBN: 0849394279
- [14] ARUN M.B., MAIYA M. P., SRINIVASA S. “Equilibrium low pressure generator temperatures for double-effect series flow absorption refrigeration systems”. *Applied Thermal Engineering* 2000 vol. 20 pg. 227-242
- [15] DIRKSEN J. A., RING, T. A, DUVALL K. N. et al. “Testing of crystallization inhibitors in industrial LiBr solutions”. *International Journal of Refrigeration* 2000 vol. 24 pg. 856-859
- [16] IGUAL MUÑOZ A., GARCÍA ANTÓN J., GUIÑÓN J.L. “Corrosion Behavior of Austenitic and Duplex Stainless Steel Weldings in Aqueous Lithium Bromide Solution”. *Corrosion*. 2004 vol. 60, Iss. 10 pg.982-995
- [17] PARK, Y., KIM J. S., LEE H. “Physical properties of the lithium bromide + 1,3-propanediol + water system”. *International Journal of Refrigeration*. 1997 vol 20 pg. 319-325
- [18] LEE C. H. JOO HA J., CHUN B.H. et all. “Mathematical Modeling and Simulation for Maragoni Convection by Surfactants in Liquid Falling Film”. *Journal of Chemical Engineering of Japan*. 2003 vol. 36 No. 3 pg. 259-264
- [19] HEROLD, K. E. KULANKARA S., “Theory of Heat/Mass Transfer Additives in Absorption Chillers”. *Career and Technical Education HVAC&R Research*. 2000 vol. 6 No. 4 pg. 369- 381
-

- [20] MCNEELY L.A. “Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide”. *ASHRAE Trans* 1979 vol. 85 pg. 413-434
- [21] DIGUILIO R. M., LEE, R. J., JETER S. M., et all. “Properties of Lithium bromide-Water Solutions at high temperatures and Concentrations- I: Thermal Conductivity”. *ASHRAE Trans* 1996 vol. 96 pg. 702-708
- [22] LEE R. J., DIGUILIO R. M., JETER S. M. “Properties of Lithium bromide-water Solutions at high temperatures and concentrations II: Density and Viscosity”. *ASHRAE Trans* 1996 vol. 96 pg. 709-712
- [23] PÁTEK J., KLOMFAR J., “A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500 K over full composition range”. *International Journal of Refrigeration*. 2006 vol. 29 pg. 566-578
- [24] CHUA H.T., TOH H. K., MALEK A. et all “Improved thermodynamic property fields of LiBr-H<sub>2</sub>O solution”. *International Journal of Refrigeration*. 2000 vol. 23 pg. 412-429
- [25] YUAN Z., HEROLD K. E. “Specific Heat Measurements on Aqueous Lithium Bromide”. *HVAC&R Research*. 2005 vol. 11 pg. 361- 375
- [26] KAYNAKLI, OMER; KILIC, MUHSIN. “Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system”. *Energy Conversion and Management Journal*. 2007. vol. 48 pg. 599-607
- [27] FLORIDES, G.A., KALOGIROU S.A., TASSOU, S.A., WROBEL, L.C. “Design and construction of a LiBr-water absorption machine”. *Energy Conversion and Management* 2003 vol. 44 pg 2483-2508.
- [28] RONA, NATHAN. “Solar Air-Conditioning Systems. Focus on components and their work principles”. *Building Services Engineering*, Department of Building

Technology. Chalmers University of Technology. Göteborg, Sweden 5765/2004.

- [29] RUFES, P., MIRANDA, A.L. *Ciclos de refrigeración*. CEAC; 2004
- [30] MEHRABIAN M. A., SHAHBEIK A. E. “Thermodynamic modeling of a single-effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration cycle”. *Journal of Process in Mechanical Engineering* 2005 vol. 219 Part E. pg. 261-273
- [31] SUN D.W. “Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems”. *Applied Thermal Engineering*. 1997 vol. 17 No. 3 pg. 211-221
- [32] KAYNAKLI O., KILIC M. “Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system”. *Energy Conversion and Management* 2007 vol. 48 pg. 599-607.
- [33] NG K. C., TU K., CHUA H. T. et all. “Thermodynamic analysis of absorption chillers: internal dissipation and process average temperature”. *Applied Thermal Engineering*. 1998 vol 18 No. 8. pg. 671-682.
- [34] CHUA H.T., TOH K. H., MALEK A, et all. “A general thermodynamic framework for understanding the behavior of absorption chillers”. *International Journal of Refrigeration*. 2000 vol. 23 pg. 491-507
- [35] TOZER R.M. “Fundamental thermodynamics of ideal absorption cycles”. *International Journal of Refrigeration*. 1997 vol. 20 No. 2. pg. 120-135
- [36] MATAIX, C. P. *Termodinámica técnica y máquinas térmicas*. Editorial ICAI. Madrid España. 1978. 734 p
- [37] KREITH, F. *Principles of solar engineering*. Hemisphere Publications Corp. Washington D. C. 1978. 167 p ISBN 0070354766

- [38] ASHRAE handbook 1994. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. 1994. Atlanta, United States. ISBN 188341315X
- [39] VARMA HK, MEHROTRA RK, AGRAWAL KN “Heat transfer during pool boiling of LiBr- water solutions at subatmospheric pressures”. *International Common Heat Mass Transfer* 1994 vol. 21 Iss. 4 pg. 539-548
- [40] DENG S.M., MA W.B. “Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H<sub>2</sub>O solution as working fluid”. *International Journal of Refrigeration*. 1999 vol. 22 pg. 293- 301
- [41] BROWNE MW, BANSAL P K. “Heat transfer characteristics of boiling phenomenon in flooded refrigerant evaporators”. *Applied Thermal Engineering* 1999 vol. 19 pg. 595-624.
- [42] KILLION JD, GARIMELLA S. “A review of Experimental Investigations of Absorption of Water Vapor in Liquid Films Falling Over Horizontal tubes”. *HVAC&R Research*. 2003 vol. 9 No.2 pg. 111- 135
- [43] AYUB ZH, CHYU M C, AYUB A H. “Case study: Limited charge shell and tube ammonia spray evaporator with enhanced tubes”. *Applied Thermal Engineering* 2006 vol. 26 pg. 1334-1338
- [44] FERNANDEZ S. J, SIERES J. “Ammonia-water absorption refrigeration systems with flooded evaporators”. *Applied Thermal Engineering* 2006 vol. 26 pg. 2236-2246
- [45] MEDRANO M, BOUROUIS M, PEREZ B H., CORONAS A. “A simple model for falling film absorption on vertical tubes in the presence of non-absorbables”. *International Journal of Refrigeration* 2003 vol. 26 pg. 108-116.
- [46] CONLISK A.T., MAO J. “Nonisothermal Absorption on a Horizontal Cylindrical Tube- The film flow”. *Chemical Engineering Science*. 1996 vol. 51 No. 8 pg. 1275-1285.

- [47] KAKAÇ SADIK. LIU, HONGTAN. *Heat Exchangers. Selection, Rating and Thermal Design*. 2<sup>nd</sup> Edition CRC Press 2002. 501 pg.
- [48] WANG, SHAN K, LAVAN ZALMAN, NORTON PAUL. *Air conditioning and refrigeration engineering*. Boca Raton CRC Press 2000 174 pp.
- [49] FRAAS, Arthur. *Heat Exchanger Design*. 2<sup>nd</sup> Edition. John Wiley & Sons Editors. 1989. 547p.
- [50] *Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications: An integrated Approach to Energy Resource Optimization*. Chapter 38: Absorption Cooling Systems. 2003 Fairmont Press.
- [51] AYUB Z. H. “A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger”. *Applied Thermal Engineering* 2005 vol. 25 p. 2412- 2420
- [52] AHN S. W., BAE S. T., LEE B. C. et all. “Fluid flow and heat transfer in fluidized bed vertical shell and tube type heat exchanger”. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2005 vol. 32 Iss 1-2. p 224- 232
- [53] INCROPERA Frank P., DeWITTT David P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & sons. 4<sup>th</sup> Edition. United States of America 1996. pg. 886
- [54] KERN, Donald Q. *Procesos de Transferencia de Calor*. México, CECSA 1982 980 pgs.
- [55] COLISK A. T., MAO J. “Nonisothermal absorption on a horizontal cylindrical tube. The Film flow”. *Chemical Engineering Science* 1996 vol. 51 No. 8 pp. 1275-1285
- [56] *Cooling Tower Fundamentals* [CD-ROM] Kansas USA 2<sup>nd</sup> Edition. 2006. SPX Cooling Technologies, Inc. Overland Park, 117p. Acompañado por: Productos and Services. Marley Cooling Technologies©



- [57] MIRANDA B. ANGEL L; RUFES M. Pedro. *Torres de refrigeración*. Barcelona, España. Ediciones Ceac, 1997. 154 p. ISBN 8432965561
- [58] BURGER, ROBERT. *Cooling tower technology: maintenance, upgrading and rebuilding*. 2<sup>nd</sup> Edition. Lilburn, GA. Fairmont Press distributed by Prentice-Hall 1990. 259 p. ISBN: 0881730890; 0131732463 (Prentice Hall)
- [59] NORMAN, W. S. *Absorption, distillation and cooling towers*. London: Longmans, 1962. 477 p.
- [60] LUDWIG, Ernest. *Applied process design for chemical and petrochemical plants*. Houston, Texas. USA. Gulf 1965. Volumen 2.
- [61] TREVIÑO M. Pedro. *Estudio y cálculo de las constantes par el enfriamiento de agua por medio de aire en una torre experimental*. Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey. Departamento de Purificación del agua. 1950
- [62] SALAZAR G. Arturo. *Cálculo de algunas características para diseño y estimación del costeo de torres de enfriamiento mediante el uso de una computadora digital IBM 1620*. Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey. Departamento de Ingeniería. 1964
- [63] GARIMELLA S., LACY D., SCOUT R.E. “Space-conditioning using triple-effect absorption heat pumps”. *Applied Thermal Eginering* 1997 vol. 17 No. 12 pp 1183-1197
- [64] GROSSMAN G., ZALTASH A. “ABSIM- modular simulation of advanced absorption systems”. *International Journal of Refrigeration* 2001 vol. 24 pg. 531-543
- [65] WHITE, Frank M. *Heat and mass transfer*. Reading Mass: Addison-Wesley 1988 718 pg. ISBN: 020117099X

- [66] PUROHIT G. P. Fluor Corp. "Estimating costo f shell and tube heat exchangers".  
*Chemical Engineering*. 1983 Vol. 16 pg. 56-67
- [67] Chemical Engineering Magazine. CEPCI index  
[www.che.com/pindex](http://www.che.com/pindex)
- [68] WebElements:  
<http://www.webelements.com/webelements/compounds/text/Li/Br1Li1-7550358.html>
- [69] CONAE:  
<http://www.cre.gob.mx/>
- [70] MANRIQUE J. A. *Energía Solar: fundamentos y aplicaciones fototérmicas*.  
Editorial Harla. México D. F. 1984. 355 p ISBN 9686034544.

## ANEXO A

### Intercambiadores de calor de coraza y tubos

Dado que cuatro de los cinco componentes principales serán diseñados como intercambiadores de coraza y tubos, se presenta un breve resumen de los tipos y definiciones, así como de las consideraciones generales para su diseño. Para la designación de intercambiadores de calor convencionales de coraza y tubo mediante números y letras las estableció la Asociación de Manufactureros de Intercambiadores Tubulares (TEMA, por sus siglas en inglés).

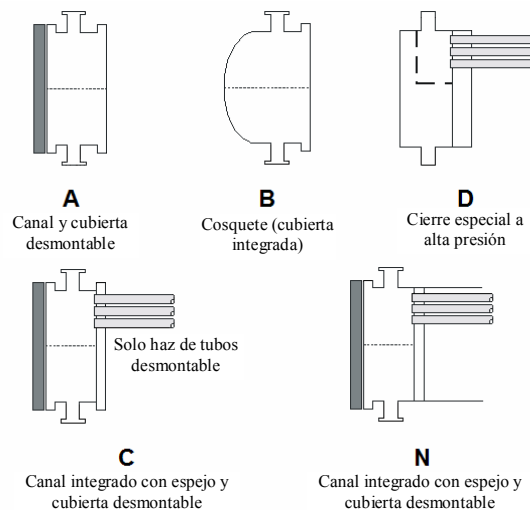


Fig. A.1 Designación de tipo TEMA para los diferentes tipos de cabezal estacionario.

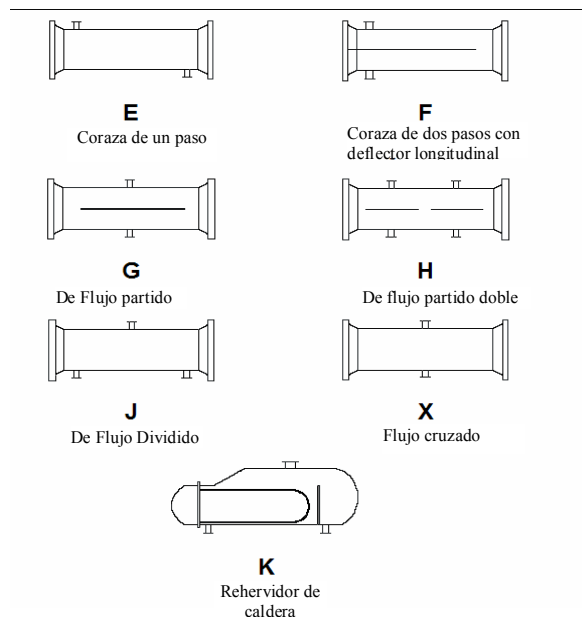


Fig. A.2 Designación de tipo TEMA para los diferentes tipos de Corazas.

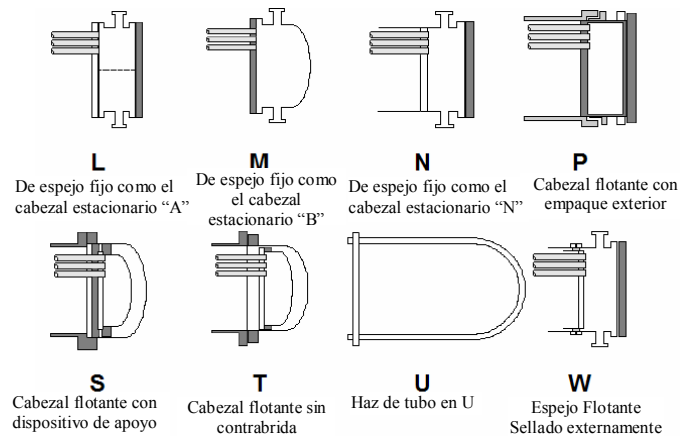
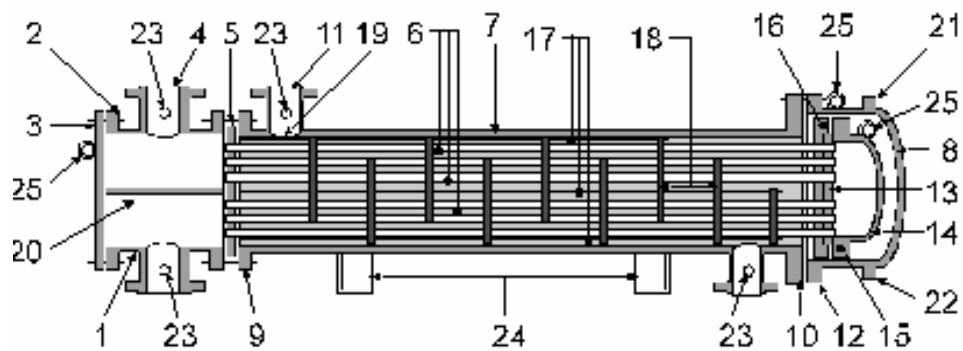


Fig. A.3. Designación de TEMA para los diferentes tipos de cabezales en el extremo posterior.



- |   |   |
|---|---|
| 1. Canal del cabezal estacionario                       | 13. Espejo flotante                           |
| 2. Casquete del cabezal estacionario                    | 14. Cubierta del cabeza flotante              |
| 3. Cubierta del canal                                   | 15. Brida del cabezal flotante                |
| 4. Tobera de cabezal estacionario                       | 16. Dispositivo de apoyo del cabezal flotante |
| 5. Espejo estacionario                                  | 17. Bielas y espaciadores                     |
| 6. Tubos  | 18. Deflectores transversales                 |
| 7. Coraza   | 19. Placa de choque                           |
| 8. Cubierta de la coraza                                | 20. Separación de paso                        |
| 9. Brida de la coraza, extremo del cabezal estacionario | 21. Conexión de ventila                       |
| 10. Brida de la coraza, extremo del cabezal posterior   | 22. Conexión de drenaje                       |
| 11. Tobera de la coraza                                 | 23. Conexión de instrumentos                  |
| 12. Brida de la cubierta de la coraza                   | 24. Albardilla de soporte                     |
|   | 25. Talón elevador                            |

Fig. A.4 Nomenclatura de componentes de intercambiador de cabezal flotante interno tipo AES.

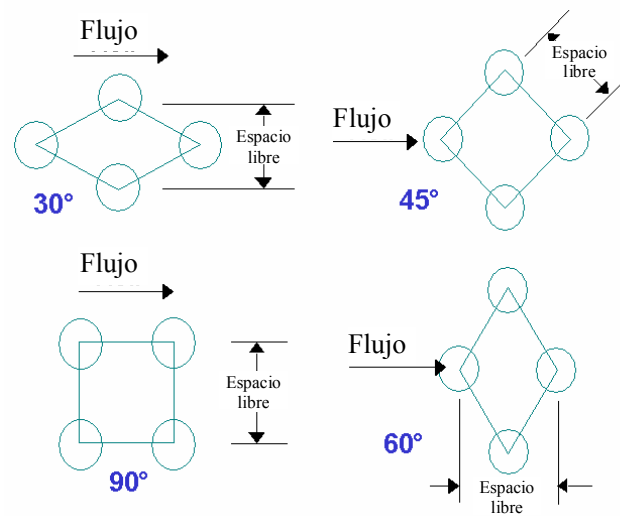


Fig. A.5 Acomodo del banco de tubos en los intercambiadores de coraza y tubos

## Corrientes presentes dentro de un intercambiador de coraza y tubos

### Corriente A

Corriente de fuga de tubo a deflector. Es efectiva térmicamente ya que aumenta el contacto con la superficie del tubo, y usualmente es pequeña para los deflectores multi segmentales. Si se espera una capa de ensuciamiento alta para tapar el tubo se puede realizar la prueba bloqueando la corriente A. Especifique el construido que ensucia el grueso de la capa para un diseño seguro desde el punto de vista de la caída de presión.

### Corriente B

Corriente principal de flujo cruzado a través del conjunto de tubos alrededor y de los deflectores; normalmente al menos 60% del flujo turbulento y 40% de flujo laminar. Si la corriente B es más baja que éstos valores, se deben examinar los valores del espaciamiento de deflectores, ya que un pequeño espaciamiento causará más flujo en las corrientes A, C y E causando un decremento en la transferencia de calor.

### Corriente C

Corriente del conjunto a la coraza en flujo cruzado. Normalmente es menos del 10% del flujo total. Adiciona líneas de corriente para disminuir la fracción de flujo. Parcialmente efectiva ya que hace contacto con la superficie exterior del banco de tubos.

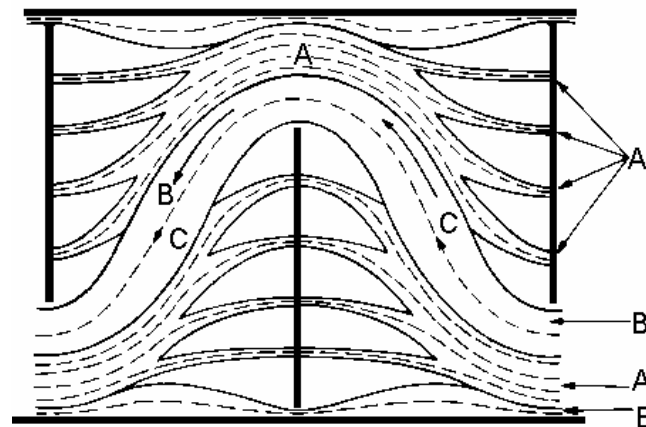


Fig. A.6 Corrientes A, B y C de un intercambiador de coraza y tubos

### Corriente E

Corriente de fugas a lo largo de la longitud de la coraza entre los deflectores y la coraza. Es térmicamente ineficaz, provoca pobre mezclado con las otras corrientes. Existen pocas opciones para eliminarla o reducirla debido a las restricciones de la manufactura entre los deflectores y la coraza. Si esta corriente tiene un valor mayor al 15% se debe probar un incremento en los deflectores.

### Corriente F

Corriente de fuga del flujo entre los deflectores en las líneas de paso, se presenta en unidades con más de un paso. Es parcialmente efectiva a la transferencia de calor ya que hace contacto con la superficie, más generalmente no excede el 10% del flujo total

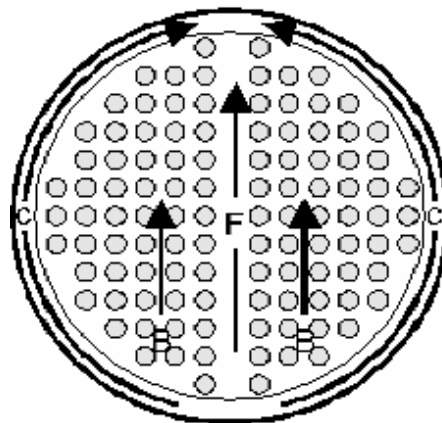


Fig. A.7 Corrientes F, C y E de un intercambiador de coraza y tubos

**Factores de ensuciamiento.**

Las resistencias de diseño de ensuciamiento se presentan de diferentes fuentes bibliográficas más que de experimentos:

1. Las resistencias por ensuciamiento son sencillas, valores independientes del tiempo asignados a una superficie entera en el lado del intercambiador.
2. Las resistencias de ensuciamiento se supone para representar la cantidad de ensuciamiento aceptable antes que el intercambiador necesite limpieza.
3. Las condiciones para las cuales son aplicadas son rara vez definidas.
4. La longitud de operación antes de alcanzar el valor de la resistencia de ensuciamiento es indefinida

Estas diferencias llevan a serios problemas en la selección y aplicación de resistencia por ensuciamiento. Además de las resistencias por ensuciamiento, se deben considera las siguientes cuestiones:

- Cuál es la superficie adecuada para la transferencia de calor para operarlo a una longitud razonable antes de necesitar limpieza.
- A que condiciones el intercambiador de calor opera la mayor parte del tiempo. Son diferentes a las condiciones de diseño y cómo operará al estar limpio.
- Si el intercambiador es sobrediseñado qué problemas operacionales o condiciones serán aumentadas por ensuciamiento.

**Caída de presión.**

La caída de presión es crucial para el diseño de los intercambiadores, debe considerarse en las primeras etapas. En el lado de la coraza, la caída de presión determina el tipo de coraza a ser utilizada; en el lado de los tubos determina su diámetro y longitud así como el número de pasos de tubo.

Para el lado de la coraza:

$$\Delta p_s = \frac{fG_s^2(N_b + 1)D_s}{2\rho D_e \phi_s} \quad (\text{A.1})$$

Donde:

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \text{Re}_s) \quad (\text{A.2})$$

$$\text{Re}_s = \frac{D_e G_s}{\mu_b} \quad (\text{A.3})$$

$$D_e = \frac{4 \left( P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \text{ para arreglo cuadrangular} \quad (\text{A.4})$$

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} \text{ para arreglo triangular} \quad (\text{A.5})$$

La caída de presión en el lado del tubo se calcula con la siguiente correlación:

$$\Delta p_t = \left( 4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (\text{A.6})$$

Donde:

$f$  Factor de fricción para el flujo cruzado en un banco de tubos ideal

$G$  velocidad másica  $\text{kg/m}^2\text{s}$

$N_b$  número de baffles en el intercambiador

$B$  espaciamiento entre Baffles

$D_s$  diámetro interior de coraza



$D_e$  Diámetro Equivalente

$L$  Longitud de tubo efectiva para el intercambiador de calor entre las hojas de tubos, m

$\phi_s$  factor de corrección de viscosidad para fluidos dentro de tubos  $(\mu_b/\mu_w)^{0.14}$

$R_s$  factor de corrección de caída de presión por zonas al final del deflector.

$N_p$  numero de pasos

$d_i$  diámetro interior del tubo

$u_m$  velocidad promedio dentro de los tubos

La caída de presión permitida es un elemento crucial de diseño que debe considerarse en las primeras etapas. En la coraza, esta caída de presión determina el tipo de corza a usar; en el lado de los tubos determina el diámetro de tubería y la longitud, así como el número de pasos de tubos.

Coefficientes de transferencia de calor promedios y totales: muestran los coeficientes de película para determinar si los cálculos están dentro de rangos razonables, no son empleados para calcular la eficiencia. De los valores promediados, se determina cual coeficiente está controlando. Al conocer este valor se pueden realizar ajustes geométricos para mejorar la eficiencia si es posible.

Para mezclas con baja corrección, los diseños se mejoran ajustando la geometría. La orientación vertical es preferible para el lado de los tubos. La condensación del lado de la coraza es mayor que en el lado de los tubos. Incrementar la velocidad siempre ayuda, proveer que la diferencia de temperatura no decrezca al incrementar la caída de presión.

HTRI dimensiona con un máximo de caída de presión permitido. De nos ser así ajusta para un 5% de caída de presión permitido.

### **Factor de sobrediseño.**

HTRI determina si el intercambiador está sobrediseñado o subestimado según el proceso de intercambio deseado. Esta información es expresada en un porcentaje de sobre diseño que aparece en la sección final de resultados. La diferencia entre resistencias es un margen extra de seguridad aplicado al cualquiera de las resistencias térmicas; del lado de la coraza,

el lado de los tubos o del ensuciamiento. Un sobrediseño menor al 10% es el más común; pero si se presentan ciertas incertidumbres se puede considerar un factor mayor de seguridad. El valor aceptable de sobrediseño depende de la situación bajo la que se trabaje.

De cualquier forma, la exactitud de las respuestas disminuye con la cantidad de discrepancia entre lo esperado y el verdadero funcionamiento del equipo. Es decir, un sobre diseño de 100% no significa que un intercambiador de la mitad del tamaño realice efectivamente el trabajo; significa que el intercambiador está sobrediseñado y se podría especificar un tamaño menor.

Verificar que las velocidades de flujo son lo suficientemente altas como para evitar el ensuciamiento pero no para causar erosión. Como regla general, el flujo nominal del lado de la coraza y el flujo de entrada no debe diferir mucho según la parte del funcionamiento de la coraza en los resultados finales.

La mayoría de los intercambiadores de calor se diseñan con una presión máxima específica o un máximo de velocidad de flujo basándose en la experiencia o en bibliografía. Sin embargo, usar una caída de presión como el elemento más importante en un diseño omite los factores económicos para seleccionar el mejor diseño como los costos de mantenimiento o los costos por limpieza. A parte, diferentes criterios influyen en la caída de presión:

- Cambio en la velocidad del fluido
- Número de pasos
- Tipo de coraza
- Espaciamento de deflectores
- Tipo de deflectores
- Espaciamento de tubos

El proceso de diseño de un intercambiador incluye evaluar las combinaciones de geometría que se pueden utilizar. Las siguientes geometrías están disponibles en HTRI:

Tipo de coraza	TEMA E, F, G, H, J, K, X
Geometría de tubos	Plana o con aletas, diámetros de tubos y longitudes.

Ángulos de arreglos de tubos	30, 60, 45, y 90 grados
Relaciones de distancia entre tubos	1.25 a 1.50 distancia entre tubos/diámetro exterior del tubo
Arreglo de banco de tubos	Cabezas flotantes, U-tube
Tipo de deflectores	Segmentales, doble segmentales, RODbaffles, helical baffles, double helix baffles, 3 tipos de EMBaffles, sin deflectores.

A pesar que no todas las combinaciones son posibles, el número de variaciones permite tener muchas opciones para encontrar el óptimo diseño.

## ANEXO B.

### Programa para calcular las propiedades termodinámicas del ciclo de absorción de Agua/ Bromuro de Litio en código EES.

```

Eff_Hx=.6
m[1]=.1 {kg/s}
Phigh=9.33254 {kPa}
Plow=0.799932 {kPa}
T[1]=35 {° C}
Qe=20 {kW}

{Temperaturas corrientes externas}
T[11]=105
T[12]= 95
T[13]=26
T[16]=30
T[15]=T[14]
T[17]=20
T[18]=7

{propiedades de las soluciones}
x[4]=X_LIBR(T[4],Phigh,SI)
X[1]=X_LIBR(T[1],Plow,SI)
T[8]=Temperature(Water,P=Phigh, x=Q[8])
T[10]=Temperature(Water, P=Plow, x=Q[10])
T[7]=T_LIBR(Phigh,x[3],SI)

{propiedades de corrientes externas}
{Presiones aproximadas a la ambiente}
h[11]=Enthalpy(Water,T=T[11],P=102.338)
h[12]=Enthalpy(Water,T=T[12],P=102.338)
h[13]=Enthalpy(Water,T=T[13],P=100.9)
h[14]=Enthalpy(Water,T=T[14],P=100.9)
h[15]=h[14]
h[16]=Enthalpy(Water,T=T[16],P=100.9)
h[17]=Enthalpy(Water,T=T[17],P=100.9)
h[18]=Enthalpy(Water,T=T[18],P=100.9)

{Balances}
m[2]=m[1]
m[3]=m[2]
m[5]=m[4]
m[6]=m[5]

m[8]=m[7]
m[9]=m[8]
m[10]=m[9]

m[11]=m[12]
m[13]=m[14]
m[15]=m[14]
m[15]=m[16]
m[17]=m[18]

x[2]=X[1]
x[3]=x[2]

```

$x[5]=x[4]$   
 $x[6]=x[5]$   
 $x[7]=0$   
 $x[8]=x[7]$   
 $x[9]=x[8]$   
 $x[10]=x[9]$

#### {Propiedades}

$h[1]=H\_LIBR(T[1],X[1],SI)$   
 $h[2]=H\_LIBR(T[2],x[2],SI)$   
 $h[3]=H\_LIBR(T[3],x[3],SI)$   
 $h[4]=H\_LIBR(T[4],x[4],SI)$   
 $h[5]=H\_LIBR(T[5],x[5],SI)$   
 $CALL\_Q\_LIBR(h[5],P[low],x[6],SI:q6b,T6b,XI6b,hl6b,hv6b)$   
 $CALL\_Q\_LIBR(h[4],P[low],x[4],SI:q4b,T4b,XI4b,hl4b,hv4b)$   
 $T[6]=T6b$   
 $h[7]=enthalpy(WATER, T=T[7],P=P[high])$   
 $h[8]=enthalpy(WATER, T=T[8],x=0)$   
 $T[9]=temperature(WATER, h=h[9],P=P[low])$   
 $h[10]=enthalpy(WATER, T=T[10],x=1)$

#### {Presiones}

$P[1]=P[low]$   
 $P[2]=P[high]$   
 $P[3]=P[high]$   
 $P[4]=P[high]$   
 $P[5]=P[high]$   
 $P[6]=P[low]$   
 $P[7]=P[high]$   
 $P[8]=P[high]$   
 $P[9]=P[low]$   
 $P[10]=P[low]$

#### {Calidades}

$Q[1]=0$   
 $Q[4]=0$   
 $Q[6]=Q6b$   
 $q[9]=quality(WATER, h=h[9],P=P[low])$   
 $Q[8]=0$   
 $Q[10]=1.0$

#### {Intercambiador}

$Eff\_Hx=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])$   
 $Chot=m[4]*(h[4]-h[5])/(T[4]-T[5])$   
 $Ccold=m[2]*(h[3]-h[2])/(T[3]-T[2])$   
 $Qhx=m[1]*(h[3]-h[2])$   
 $Qhx=m[4]*(h[4]-h[5])$   
 $Lmtdhx=((T[4]-T[3])-(T[5]-T[2]))/ln((T[4]-T[3])/(T[5]-T[2]))$   
 $Uahx=Qhx/Lmtdhx$

#### {Generador}

$m[3]=m[4]+m[7]$   
 $m[3]*x[3]=m[4]*x[4]$   
 $Qg=h[4]*m[4]+h[7]*m[7]-h[3]*m[3]$   
 $Qg=m[11]*(h[11]-h[12])$

#### {Condensador}

$Qc=m[7]*(h[7]-h[8])$   
 $Qc=m[15]*(h[16]-h[15])$

{Valvula}

$$h[9]=h[8]$$

{Evaporador}

$$Q_e=m[9]*(h[10]-h[9])$$

$$Q_e=m[17]*(h[17]-h[18])$$

{Absorber}

$$m[10]*h[10]+h[6]*m[6]-m[1]*h[1]=Q_a$$

$$Q_a=m[13]*(h[14]-h[13])$$

{Válvula solución}

$$h[5]=h[6]$$

{Bomba}

$$h[2]=h[1]+W/m[1]$$

$$W=m[1]*v_1*(P_{high}-P_{low})/1000$$

$$v_1=V_{LIBR}(T[1],X[1],SI)$$

{Valores del sistema}

$$COP=Q_e/Q_g$$

$$F=x[4]/(x[4]-x[3])$$

{Calculo de propiedades por método temperatura media logarítmica}

$$Lmtda=(T[6]-T[14]-T[1]+T[3])/ln((T[6]-T[14])/(T[1]-T[13]))$$

$$Lmtdc=(T[8]-T[15]-T[8]+T[16])/ln((T[8]-T[15])/(T[8]-T[16]))$$

$$Lmtdg=(T[11]-T[4]-T[12]+T[7])/ln((T[11]-T[4])/(T[12]-T[7]))$$

$$Lmtdc=(T[17]-T[10]-T[18]+T[10])/ln((T[17]-T[10])/(T[18]-T[10]))$$

$$UA_a=Q_a/Lmtda$$

$$UA_c=Q_c/Lmtdc$$

$$UA_g=Q_g/Lmtdg$$

$$UA_e=Q_e/Lmtdc$$

## ANEXO C

### **Torre de enfriamiento**

Las torres de enfriamiento son intercambiadores de calor especializados que se han creado para que dos fluidos entren en contacto directo para efectuar la transferencia de calor. Su uso se hace indispensable en lugares donde no se dispone de grandes suministros de agua fría y se requiere un proceso térmico cerrado.

El agua caliente del proceso se pasa a través de un relleno, el ventilador induce un flujo de aire que pasa a través de la torre en donde ocurre una transferencia de calor del agua al aire por medio de la evaporación de una pequeña cantidad del agua recirculada.

Las torres de enfriamiento pueden clasificarse en varios tipos, de acuerdo con la forma en la que el aire las atraviesa son de tiro natural y forzado:

#### **Torres de tiro natural**

Se caracterizan porque el movimiento del aire a través de ellas no es provocado, se debe a la velocidad del viento y la diferencia de densidad del aire. Requieren una gran superficie para su instalación, deben estar colocados en un área sin obstrucciones, la temperatura del agua fría cambia según las perturbaciones y estabilidad en la dirección y velocidad del viento.

Una aplicación importante son las torres hiperbólicas tan características de las plantas nucleares donde el aire fluye a través de la torre por un diferencial de densidades que existe entre el aire precalentado dentro de la pila y el aire más denso del ambiente fuera de la torre.

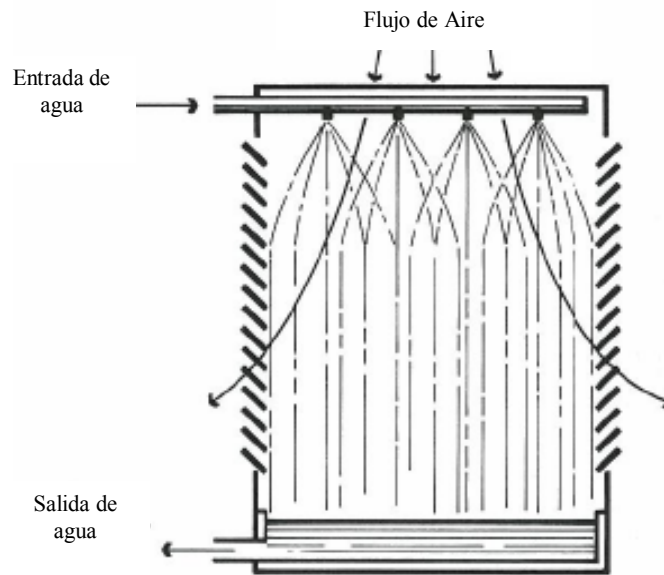


Fig. C.1 En una torre atmosférica el flujo de aire puede entrar en cualquier dirección. [49]

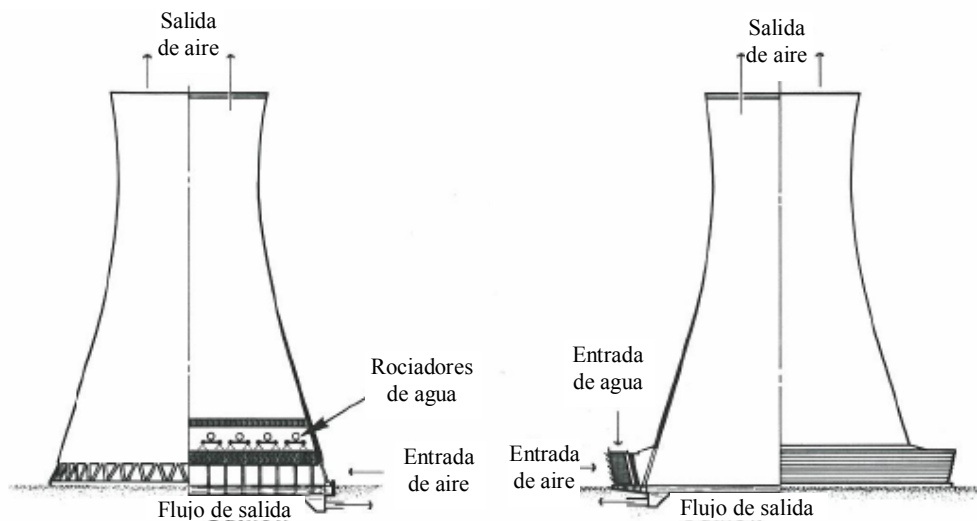


Fig. C.2 Torre de tiro natural tipo hiperbólico. A la derecha, con flujo contra corriente. A la izquierda, flujo cruzado. [49]

A pesar de su bajo costo de mantenimiento y vida útil larga; la temperatura promedio del agua enfriada por una torre de tiro natural será menor que en una de tiro mecánico diseñada para las mismas condiciones.



### Torres de tiro mecánico

Tienen ventiladores para acelerar el paso del aire a través de ellas y pueden clasificarse como de tiro forzado y de tiro inducido según los ventiladores se encuentren a la salida o la entrada del aire. Las más comunes son las de tiro inducido que pueden ser diseñadas para trabajar a contra flujo o en flujo cruzado.

Las ventajas de las torres de tiro mecánico son:

- b) Control de temperatura del agua fría
- c) Instalación en área de terreno pequeña y carga de bombeo baja
- d) Mayor relleno por unidad de volumen.
- e) Arreglo conveniente del sistema de distribución

Si se decidiera por una torre de tiro inducido, se tienen además las siguientes ventajas:

- a) Es posible limpiar el sistema de distribución mientras la torre está en operación
- b) Se requieren ventiladores de menor potencia
- c) Mayor carga de agua para una altura dada.
- d) La temperatura del agua en el depósito varía del centro a los lados; lo que permite usar el agua a diferentes temperaturas.

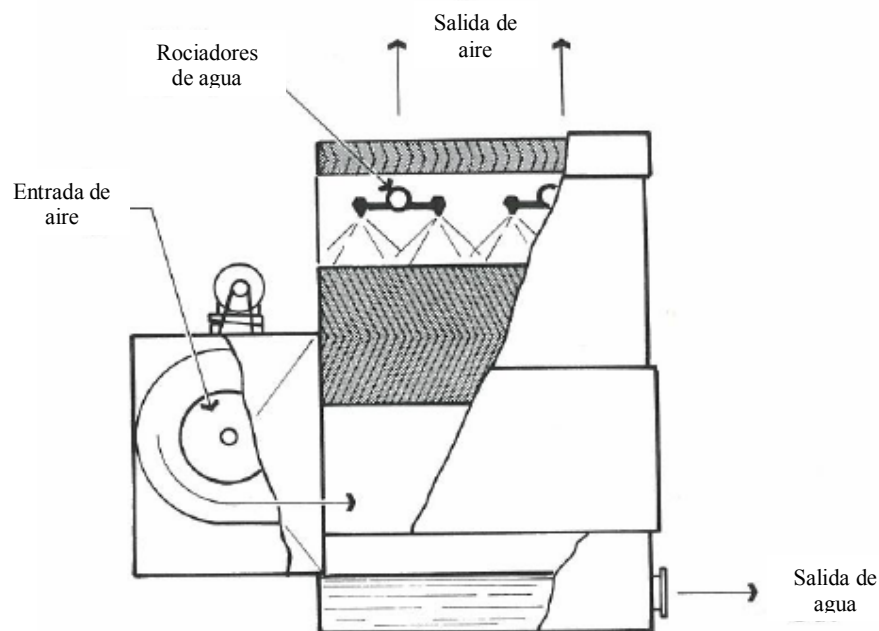


Fig. C.3 Torre de tiro forzado a contraflujo con un abanico soplador. [49]

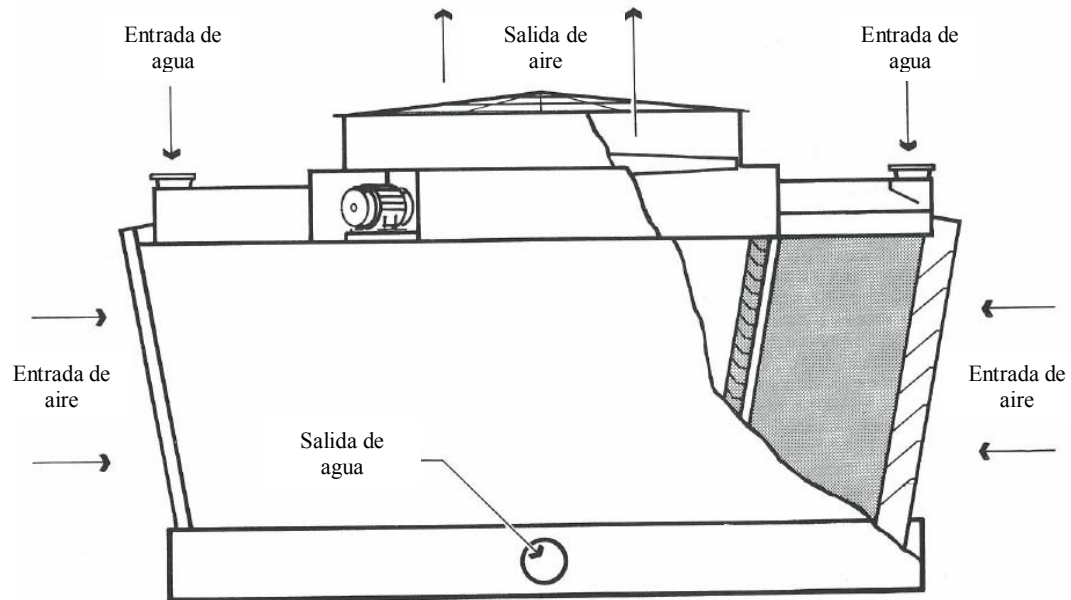


Fig. C.4 Torre inducida de flujo cruzado con un abanico propulsor.[49]

## Relleno

Las torres de enfriamiento sin relleno son características de lugares con bulbos húmedos bajos e inviernos largos. Por ello es importante aclarar algunos puntos en cuanto a la especificación del relleno que es el elemento más importante en el proceso de intercambio de calor. El relleno, o empaque, se define por una ecuación característica que depende del material con el que está construido, su forma y disposición geométrica. Puede ser de dos tipos: laminar y de salpicadura.

El empaque laminar o de película distribuye el agua en una fina película que fluye por su superficie, proporcionando la exposición de la película de agua a la corriente de aire. Este tipo de relleno es compacto pero acumula suciedad entre las láminas que podrían obstruir varias zonas de la torre.

En el relleno de goteo o salpicadura, el agua cae sobre una serie de pisos superpuestos de listones o rejillas. La gota de agua se va fraccionando en partes cada vez más pequeñas facilitando la transferencia de calor. La distancia vertical entre pisos es

analizada mediante ensayos para que la disposición proporcione un máximo rendimiento. Este tipo de empaque es el más popular.

**Grandes incertidumbres en el diseño de torres.**

Las variaciones impredecibles en la distribución del flujo de aire pueden ser responsables de las discrepancias entre las predicciones y los resultados obtenidos. Dentro de la torre se pueden crear remolinos que rebajan la efectividad en algunas regiones debido a la recirculación o una baja velocidad de aire.

Los únicos metales que poseen la adecuada conductividad térmica para las torres son el cobre y el aluminio. El cobre provee excelente resistencia a la corrosión pero es caro; el aluminio se puede corroer fácilmente por lo que su vida útil se reduce a dos años.

## ANEXO D

### **Casa Solar del Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey Campus Monterrey.**

La Casa Solar, ahora el centro experimental de energías renovables, está ubicada en Cipreses No. 200 esquina con Fernando García Roel. En 1976 se inicia la construcción del edificio principal, una edificación haeloarquitectónica mostrada en la figura D.1, y su funcionamiento inicia formalmente en 1979. Cuenta con una planta piloto para refrigeración, 29 colectores solares con tubos al vacío, colectores planos, un ciclo Rankine para bombeo de agua, cuartos de medición y un sistema de Fococeldas que giran siguiendo al sol.

Actualmente se tiene el proyecto de remodelar la casa, ampliar el taller y enlazar diferentes áreas de investigación como lo son la investigación de nuevos materiales, nuevos arreglos de colectores solares, producción de energía eléctrica por energía solar y eólica, por mencionar algunos.



Fig. D.1 Edificio principal del Centro Experimental de Energías Renovables.

## GLOSARIO

**Absorbedores:** intercambiadores en los cuales la solución concentrada se pone en contacto con el refrigerante haciendo posible la absorción y dando como resultado la solución diluida con la que el proceso de absorción reinicia. Los tubos suelen ser de cobre o aleaciones de cobre y níquel.

**Absorción:** Proceso en el cual el refrigerante en vapor es absorbido en una solución concentrada o fuerte. El calor de condensación del agua y el calor de mezclado son liberados en el fluido por el proceso de absorción. El fluido debe ser enfriado, usualmente con agua de enfriamiento, para permitir que el refrigerante sea continuamente absorbido en la solución mientras se mantiene la condición de baja presión.

**Aditivo de Desempeño:** Un aditivo, usualmente un octil alcohol, que es añadido en pequeñas cantidades a la solución de Bromuro de Litio. Reduce la tensión superficial y favorece la convección en la interfase entre el refrigerante vapor y la solución en el llamado Efecto Maragoni. Este efecto aumenta considerablemente la velocidad de absorción del vapor de agua por la solución.

**Alga:** Forma de vida de una planta que requiere luz solar y aire para subsistir. Causa obstrucciones en tubos de intercambiadores de calor y en los sistemas de torres de enfriamiento.

**Alguicida:** Material tóxico que retarda o previene el crecimiento de algas y otros microorganismos. Los más comunes son cloro, sulfato de cobre y los compuestos fenólicos.

**Bomba de calor:** La bomba de calor tipo 1 es una máquina de absorción que usa calor de una fuente de alta temperatura para elevar la cantidad y temperatura de calor de la fuente disponible y mueve esta energía a otra locación a una temperatura intermedia. Una bomba tipo 2, es usualmente llamada transformador de calor, es una máquina de absorción que eleva sustancialmente la temperatura de la energía de la fuente

disponible a cantidades reducidas usando los calores latentes inherentes y el calor de mezclado de los fluidos del ciclo.

**Btu:** es la cantidad de calor requerida para aumentar un grado Fahrenheit a una libra de agua pura.

**Calor:** es una forma de energía que se transfiere entre dos sistemas debido a una diferencia de temperatura. Una interacción de energía es calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperaturas.

**Calor específico:** o capacidad calorífica. Es la cantidad de calor requerida para elevar un grado de temperatura en una unidad de masa.

**Calor latente:** es la energía térmica absorbida durante el proceso de modificar el estado físico de una sustancia sin cambio en su temperatura o presión. Existen tres tipos de calor latente: de vaporización, del estado líquido al vapor; de fusión, del estado sólido al líquido; y de condensación, del estado vapor al líquido.

**Calor sensible:** es el calor agregado o eliminado de una sustancia que origina un cambio en la temperatura de dicha sustancia.

**Capacidad calorífica:** es la cantidad de energía térmica necesaria para elevar un grado centígrado la temperatura de una sustancia. Indica la mayor o menor dificultad que presenta la sustancia para experimentar cambios de temperatura bajo el suministro de calor.

**Coefficiente de Desempeño (COP):** Para un enfriador, es la razón de la capacidad de enfriamiento sobre la cantidad de energía de calentamiento. Para una bomba de calor o un transformador de calor, es la razón de la energía calorífica de salida sobre la cantidad de energía calorífica de entrada.

**Concentración:** magnitud química que expresa la cantidad de un elemento o un compuesto por unidad de volumen o masa. Se emplean distintas unidades pero también

se puede expresar cualitativamente como diluído para bajas concentraciones o concentrado para altas.

**Condensación:** Licuefacción del refrigerante en fase vapor causada cuando cede todo su calor latente y cualquier sobrecalentamiento disponible.

**Condensador:** Condensa un vapor o una mezcla de vapores, ya sea solos o en presencia de un gas no condensable. Se construyen de acero templado y de cobre para el banco de tubos.

**Cristalización:** Congelamiento o conversión de la solución líquida en un sólido o en lama cuando se encuentra extremadamente concentrada en sorbente a una temperatura dada. La solución de Bromuro de Litio se cristaliza por lo general a concentraciones mayores al 60% en masa.

**Desorción:** Conocida también como Generación. Es el proceso en el cual el calor es añadido a la solución diluida o débil para separar el refrigerante de la solución, al mismo tiempo que la solución se concentra permitiendo que el refrigerante sea reciclado para reutilizarse en el evaporador.

**Diagramas de equilibrio P-T-x:** Gráfica de propiedades de equilibrio para una solución dada relacionando la presión (P), temperatura (T) y concentración (x).

**Economizadores:** Son típicamente intercambiadores de tubo y coraza o intercambiadores de platos. Transfieren el calor entre la solución fría y caliente, para reciclar energía. El material de construcción es acero inoxidable. Son llamados también Intercambiadores de solución.

**Evaporación:** vaporización del líquido refrigerante por el calor provisto de la fuente de calor, así produciendo un efecto de enfriamiento.

**Evaporadores:** son intercambiadores de calor de tubo y coraza en los cuales el refrigerante líquido es rociado o goteado y evaporado. El líquido a ser enfriado fluye a

través de los tubos. Los tubos pueden ser de cobre o de aleación de cobre-níquel; en general los eliminadores y las partes son de acero inoxidable.

**Exergía:** magnitud termodinámica que indica el máximo trabajo teórico que se puede alcanzar por la interacción espontánea entre el sistema cerrado y entorno. Indica la utilidad potencial del sistema como fuente de trabajo.

**Flujo axial:** aire en movimiento paralelo al giro del eje generador por las cuchillas rotantes de un abanico.

**Frío:** es un término relativo que se usa para describir el nivel de energía o la temperatura de un objeto en comparación con otro nivel de energía o temperatura conocido. En ocasiones se le define como “ausencia de calor” pero esto implicaría que no hay calor presente.

**Generadores de baja temperatura:** son usualmente intercambiadores de calor de tubo y coraza. La solución proveniente del absorbedor inunda parte del generador o es rociado dentro del lado de la coraza y la fuente de calor, en este caso agua calentada de los colectores solares, pasa dentro de los tubos. La solución bulle y como resultado, una solución concentrada fluye del generador a una tubería de salida. El refrigerante en fase vapor pasa a través de un separador de vapor/líquido y luego fluye hacia el condensador. Se puede construir de diferentes materiales; cobre, aleación de cobre-níquel, acero inoxidable o titanio.

**Humedad relativa:** humedad que contiene una masa de aire en relación con la máxima humedad absoluta que podría admitir sin producirse condensación, conservando las mismas condiciones de temperatura y presión atmosférica.

**Intercambiador:** Realiza una función doble; calienta un fluido frío por medio de un fluido caliente que se enfría. Idealmente no se pierde ninguna parte del calor transferido. También es conocido como economizador.

**Líquido subenfriado:** es un líquido por debajo de su punto de ebullición



**Materia:** es todo aquello que tenga masa, peso y que ocupe un lugar en el espacio. Toda la materia está formada por moléculas.

**Mezcla:** es una combinación de dos o más sustancias en tal forma que no ocurre una reacción química y cada sustancia mantiene su identidad y propiedades. Para separarla se necesitan medios físicos, en la refrigeración por absorción se separa mediante la destilación o evaporación.

**Mezcla (saturada):** mezcla saturada líquido-vapor es una sustancia que se encuentra entre los estados de líquido saturado y vapor saturado debido a que éstas fases existen en equilibrio. Mezcla saturada (de solución) es una sustancia que no puede diluir más cantidad de un soluto.

**Presión:** es una fuerza sobre una unidad de área; fuerza o empuje ejercido sobre una superficie. Se mide la presión de tres formas: atmosférica, manométrica y absoluta. La presión manométrica es la presión medida por encima o debajo de la atmosférica. La suma de las presiones manométrica y atmosférica se conoce como presión absoluta.

**Punto de condensación:** Temperatura que un compuesto debe alcanzar para pasar del estado gaseoso al líquido.

**Punto de ebullición:** temperatura que debe alcanzar un compuesto para pasar del estado líquido al estado gaseoso. Temperatura a la cual la presión de vapor iguala a la presión atmosférica

**Punto de rocío:** Temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. Es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor.

**Rectificación:** Transferencia de masa térmicamente inducida en la cual el vapor de un sorbente volátil es separado de los vapores del refrigerante. La rectificación se lleva a cabo en la fase de desorción y cabe señalar que no todos los sorbentes son los suficientemente volátiles como para requerirla. En el fluido de trabajo agua-bromuro de

litio; la solución de bromuro de litio es un sorbente no volátil que no necesita rectificación para separarse del agua.

**Recuperación térmica:** Intercambio de calor usualmente entre la solución fuerte y débil que mejora la eficiencia térmica del sistema.

**Refrigeración:** es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. La reducción de temperatura se realiza extrayendo energía del cuerpo, reduciendo su energía térmica. Las diferencias de temperaturas entre el medio receptor y emisor pueden darse por transferencia de calor por convección, conducción o Radiación.

**Refrigeradores:** dispositivos que producen la transferencia de calor de una región de baja temperatura a una de alta temperatura. Su objetivo es mantener el espacio refrigerado a una temperatura a una temperatura baja y extraer el calor de él.

**Refrigerantes:** fluidos de trabajo empleados en los ciclos de refrigeración. Cuando el agua se usa como refrigerante, la temperatura mínima está por arriba del punto de congelación del agua. En el ciclo de absorción, el refrigerante es la sustancia volátil que deja la solución en el generador, realiza el proceso de refrigeración en el evaporador y es reabsorbido en el absorbedor para completar el ciclo termodinámico.

**Sistema de aire acondicionado:** es un sistema de refrigeración que se utiliza para enfriar, deshumidificar, filtrar y/o calentar el aire de un espacio.

**Solubilidad:** cantidad máxima de soluto que puede disolverse en una disolución y depende de condiciones como temperatura, presión y concentración.

**Solución:** un líquido de al menos dos componentes, uno soluble en el otro. La combinación es llamada el fluido de trabajo de un sistema de absorción. Las soluciones más comúnmente usadas son el Agua-Bromuro de Litio y Amoníaco-Agua.

**Solución concentrada o solución fuerte:** Solución con poca cantidad de refrigerante y una alta concentración de sorbente.

**Solución diluída o solución débil:** solución con relativa alta cantidad de refrigerante y baja concentración de sorbente.

**Sorbente:** Es la porción de la solución que transporta el refrigerante absorbido a través del proceso actuando como un compresor termoquímico.

**Temperatura ambiente:** Temperatura externa reportada por periódicas lecturas de instrumentos convencionales, también es conocida como temperatura de bulbo seco.

**Temperatura de bulbo húmedo:** Temperatura medida por un bulbo húmedo aplicando el concepto básico de saturación adiabática; la temperatura a la que descenderá el aire puesto que parte del calor latente de evaporación del agua.

**Temperatura de saturación:** es otro nombre para el punto de ebullición; el cual queda afectado por la presión. A una presión mayor el punto de ebullición aumenta y a una presión menor disminuye.

**Tonelada de refrigeración:** es la refrigeración producida al fundir una tonelada de hielo a una temperatura de hielo de 32° F durante 24 horas. Es el efecto de refrigeración expresado como 288,000 Btu/24 horas, 12,000 Btu/horas, 200 Btu/minuto.

**Vapor:** estado de la materia en el que las moléculas apenas interaccionan entre sí adoptando la forma del recipiente que lo contiene y tendiendo a expandirse todo lo posible. Este término aplica para el gas que se puede condensar por presurización a temperatura constante. Suele referirse al vapor de agua, gas que se produce cuando el agua se calienta sobre su punto de ebullición

**Vapor saturado:** es un vapor a punto de condensarse.

**Vapor sobrecalentado:** es un vapor por encima de su punto de ebullición.