



**DISEÑO DE UN EQUIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON  
ENERGÍA TERMO SOLAR PARA UNA CAPACIDAD DE TRES TONELADAS  
DE REFRIGERACIÓN.**

**DISEÑO DE UN EQUIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON  
ENERGÍA TERMO SOLAR PARA UNA CAPACIDAD DE TRES TONELADAS  
DE REFRIGERACIÓN.**

**OSCAR OSWALDO VALENCIA RÍOS**

**INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO – IUPB  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA INDUSTRIAL  
MEDELLÍN, OCTUBRE 2015**

~ II ~

**DISEÑO DE UN EQUIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON  
ENERGÍA TERMO SOLAR PARA UNA CAPACIDAD DE TRES TONELADAS  
DE REFRIGERACIÓN.**

**OSCAR OSWALDO VALENCIA RÍOS**

**CC.: 71211636**

**DECANO**

**ING. BAIRON ÁLVAREZ ARBOLEDA**

**JEFE DEPARTAMENTO DE MECÁNICA Y AFINES**

**ING. OSCAR ARROYAVE MORALES**

**ASESOR DE PROYECTO**

**ING. LUIS CARLOS OLMOS VILLALBA**

**PROYECTO DE EMPRENDIMIENTO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA  
OPTAR AL TÍTULO DE TECNÓLOGO EN MECÁNICA INDUSTRIAL.**

**OSCAR OSWALDO VALENCIA RÍOS**

**INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO – IUPB**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**PROGRAMA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA INDUSTRIAL**

**MEDELLÍN – ANTIOQUÍA – COLOMBIA**

**OCTUBRE 2015**

~ III ~

**NOTA DE ACEPTACIÓN.**

---

---

---

---

---

**Firma del presidente del Jurado**

---

**Firma del jurado**

---

**Firma del jurado**

**Medellín, 13 Octubre de 2015**

~ IV ~

## **DEDICATORIAS**

---

*Principalmente a Dios ya que gracias a él he alcanzado este gran logro. A mis padres y que siempre han sido mi soporte y mi inspiración. A mis hermanos que me han apoyado en todo el momento. A mi compañera que influyó en gran manera en la formación como persona y profesional. Finalmente gracias a todas las personas que siempre estuvieron apoyándome.*

---

**OSCAR OSWALDO VALENCIA RÍOS**

---

~ V ~

## **AGRADECIMIENTOS**

Al Ingeniero **Luis Carlos Olmos Villalba**, asesor interna del proyecto y docente de ingeniería mecánica de la Institución Universitaria *PASCUAL BRAVO*.

Al Ingeniero Mecánico **Froilán J. Salcedo B.**, egresado de la *UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA* y compañero de labor, por el tiempo de dedicación y acompañamiento en asesorar en nuestros cálculos del proyecto.

Gracias por la gran colaboración y apoyo constante en la realización de nuestros trabajos.

## **TABLA DE CONTENIDO**

LISTA DE TABLAS.....	10
LISTA DE FIGURAS. ....	11
NOMENCLATURAS.....	13
GLOSARIO.....	16
RESUMEN. ....	21
ABSTRACT. ....	22
INTRODUCCIÓN. ....	23
OBJETIVOS. ....	25
OBJETIVO GENERAL. ....	25
OBJETIVOS ESPECÍFICOS. ....	25
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA. ....	26
2. MARCO TEÓRICO.....	27
2.1. ANTECEDENTES. ....	27
2.2. MÉTODOS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO. ....	27
2.3. PRODUCCIÓN DE FRÍO CON ENERGÍA SOLAR. ....	30
2.4. DISPONIBILIDAD DEL RECURSO SOLAR EN COLOMBIA. ....	33
2.5. SUSTANCIAS DE TRABAJO EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN. ....	34
2.6. CARACTERÍSTICAS TERMODINÁMICAS DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO.....	36
3. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN. ....	37
3.1. GENERADOR. ....	37
3.2. RECTIFICADOR.....	38
3.3. CONDENSADOR. ....	38
3.4. DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN.....	39
3.5. EVAPORADOR. ....	40
3.6. ABSORBEDOR. ....	41
3.7. BOMBA. ....	42
4. MÉTODOS DE CÁLCULO PARA CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON UNA CONCENTRACIÓN DE BROMURO DE LITIO – AGUA. ....	43
4.1. CONSIDERACIONES Y SUPOSICIONES PARA EL SISTEMA. ....	43
4.2. PROCESO DE CÁLCULOS PARA EL SISTEMA EN ESTA INVESTIGACIÓN. ....	44

~ 7 ~

4.3.	CICLO DEL BROMURO DE LITIO – AGUA (LiBr-H <sub>2</sub> O). .....	44
4.3.1.	Definición de absorción. ....	45
4.3.2.	Fundamento del ciclo de absorción. ....	45
4.4.	PROPIEDADES ELEMENTALES DE LAS MEZCLAS BINARIAS. ....	47
4.5.	DIAGRAMA DE TEMPERATURA, PRESIÓN Y CONCENTRACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DE LiBr-H <sub>2</sub> O. ....	49
4.6.	DIAGRAMA DE ENTALPIA–CONCENTRACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DE LiBr-H <sub>2</sub> O. ....	51
4.7.	DIAGRAMA DE PRESIÓN-ENTALPIA PARA EL CICLO DE ABSORCIÓN. ....	52
5.	PROCESO DE CÁLCULOS PARA EL SISTEMA. ....	53
5.1.	CICLO INVERTIDO DE CARNOT. ....	53
5.2.	COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO (COP). ....	55
5.3.	PROCESOS Y OPERACIÓN DE EQUIPOS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN. ....	56
5.3.1.	Ciclo de absorción sin intercambiador de calor. ....	56
5.3.2.	Ciclo de absorción con intercambiador de calor. ....	59
6.	REFRIGERACIÓN CON BROMURO DE LITIO-AGUA. ....	60
6.1.	DISEÑO DEL CICLO DE SIMPLE EFECTO DE ABSORCIÓN CON BROMURO DE LITIO-AGUA. ....	62
6.2.	DESCRIPCIÓN Y CÁLCULOS DE VARIABLES EN CADA PROCESO. .	63
6.2.1.	Proceso de evaporación. ....	63
6.2.2.	Proceso de absorción. ....	70
6.2.3.	Proceso de estrangulamiento. ....	74
6.2.4.	Proceso del intercambiador de calor. ....	76
6.2.5.	Proceso de generación. ....	81
6.2.6.	Proceso de condensación. ....	83
6.2.7.	Coefficiente de rendimiento. ....	85
6.2.8.	Fuente de energía. ....	86
7.	DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR. ....	88
7.1.	LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR SE CLASIFICAN SEGÚN SU TAMAÑO. ....	88
7.1.1.	Diseño del intercambiador de calor para el generador. ....	91
7.1.2.	Diseño del intercambiador de calor para la solución. ....	92
7.1.3.	Diseño de intercambiador de calor para el absorbedor. ....	93
7.1.4.	Diseño del intercambiador de calor del evaporador. ....	94
7.1.5.	Diseño del intercambiador de calor para el condensador. ....	95



7.2.	RESUMEN COMPLETO DE VALORES, DATOS Y CÁLCULOS PARA LOS CINCO INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	96
7.3.	TÉCNICA DE OPERACIÓN PARA EL SISTEMA.....	98
7.3.1.	Control de capacidad.....	98
8.	DISEÑO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	100
8.1.	ANTECEDENTES. ....	100
8.2.	TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	100
8.3.	CLASIFICACION.....	101
8.3.1.	Torre de tiro mecánico.....	101
8.3.2.	Torres de tiro natural. ....	102
8.4.	UTILIZACIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO .....	102
8.5.	RECHAZO DE CALOR A LA ATMOSFERA.....	103
8.6.	ANÁLISIS TÉRMICO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	104
8.6.1.	Calculo de las condiciones en los extremos y a lo largo de la columna. ....	107
8.6.2.	Cálculo de las propiedades en base seca. ....	109
8.7.	RESUMEN COMPLETO DE VALORES, DATOS Y CÁLCULOS PARA LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	119
9.	LA CRISTALIZACIÓN. ....	121
	CONCLUSIONES.....	123
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	125
	ANEXOS .....	129

## LISTA DE TABLAS.

<b>Tabla 01.</b> Sustancias de trabajo en sistemas de absorción y adsorción, [34].	35
<b>Tabla 02:</b> Parámetros de diseño, [Autor] y [06].	63
<b>Tabla 03:</b> Datos de tablas, [Autor] y [03].	67
<b>Tabla 04:</b> Datos de tablas, [Autor] y [03].	67
<b>Tabla 05:</b> Datos de tablas, [Autor] y [03].	83
<b>Tabla 06:</b> Resumen de datos para un sistema de refrigeración de simple efecto con LiBr-H <sub>2</sub> O, [Autor].	86
<b>Tabla 07:</b> Flujos de energía en los diferentes componentes del sistema, [Autor].	87
<b>Tabla 08:</b> El rango de valores típicos para la determinación del coeficiente global de transmisión de calor “U”, [Autor].	96
<b>Tabla 09:</b> Resumen de los datos y cálculos de los intercambiadores de calor en los equipos del ciclo de refrigeración por absorción por LiBr-H <sub>2</sub> O, [Autor].	97
<b>Tabla 10:</b> Rango permitido para la torre de enfriamiento, [Autor].	119
<b>Tabla 11:</b> Resumen de los datos y cálculos de la torre de enfriamiento, [Autor].	119

## LISTA DE FIGURAS.

<b>Figura 01.</b> Procedimientos de producción de frío, [05].	28
<b>Figura 02.</b> Central solar de torre central, [27].	31
<b>Figura 03.</b> Clasificación de tecnologías de producción de frío con energía solar, [18].	32
<b>Figura 04.</b> Territorio Colombiano la incidencia de la radiación solar, [32].	33
<b>Figura 05:</b> Ejemplo de la temperatura, presión y concentración, [02].	49
<b>Figura 06:</b> Diagrama de T, P y X, para soluciones saturadas de LiBr-H <sub>2</sub> O, [02].	50
<b>Figura 07:</b> Diagrama de entalpía–concentración de LiBr-H <sub>2</sub> O, [02].	51
<b>Figura 08:</b> Diagrama de presión-entalpía para el agua. [06].	52
<b>Figura 09:</b> Ciclo invertido de Carnot, [03].	53
<b>Figura 10:</b> Esquema del ciclo teórico de absorción con una solución LiBr-H <sub>2</sub> O, [02].	56
<b>Figura 11:</b> Esquema general de los componentes del ciclo de absorción. [02].	57
<b>Figura 12:</b> Esquema de flujo en una unidad de absorción de un solo paquete. [02].	58
<b>Figura 13:</b> Esquema de un ciclo teórico de absorción con intercambiador de calor recuperativo para una solución de LiBr-H <sub>2</sub> O, [02].	59
<b>Figura 14:</b> Ciclo de absorción de LiBr-H <sub>2</sub> O, de simple efecto. [02].	60
<b>Figura 15:</b> Sistema de refrigeración para un ciclo de LiBr-H <sub>2</sub> O [02].	61
<b>Figura 16:</b> Carta de líneas diagonales del ciclo de absorción de LiBr-H <sub>2</sub> O, [02].	62
<b>Figura 17:</b> Diagrama de flujos en el evaporador, [Autor].	65
<b>Figura 18:</b> Tabla de concentraciones y correcciones de glicol, [02].	68
<b>Figura 19:</b> Diagrama de flujos en el absorbedor, [Autor].	72
<b>Figura 20:</b> Esquema de la válvula de estrangulamiento en la solución de LiBr, [Autor].	75
<b>Figura 21:</b> Esquema de la válvula de estrangulamiento en el refrigerante, [Autor].	75
<b>Figura 22:</b> Diagrama de flujos en el intercambiador de calor, [Autor].	77
<b>Figura 23:</b> Diagrama de flujos en el generador, [Autor].	82

<b>Figura 24:</b> Diagrama de flujos en el condensador, [Autor].	85
<b>Figura 25:</b> Esquema de un intercambiador de calor de un solo paso por tubo y coraza, [07].	88
<b>Figura 26:</b> Esquema del diagrama P-X-T para el LiBr, [02].	99
<b>Figura 27:</b> Rango y aproximación en una torre de enfriamiento, [24].	104
<b>Figura 28:</b> Esquema general de torre de enfriamiento, [Autor].	106
<b>Figura 29:</b> Diagrama entalpia vs temperatura y línea de operación, [25].	109
<b>Figura 30:</b> Ejemplo de lecturas de $h^*$ y $h$ , [25].	117
<b>Figura 31:</b> Curva de equilibrio para la lecturas de $h^*$ y $h$ , [01].	118

## NOMENCLATURAS.

$A$	Área total de transferencia de calor ( $m^2$ )
$D_i, D_o$	Diámetros interno y externo de tubo, respectivamente (m).
$dS_{Sist.}$	Cambio total de entropía dentro del sistema en un tiempo $dt$ durante el proceso.
$dm_{i,si}$	Incremento de la entropía causado por la masa que entra.
$dm_{e,si}$	Disminución de la entropía causada por la salida de la masa.
$dI$	Entropía creada a causa de las irreversibilidades (siempre positiva).
$E_C$	Energía Cinética.
$E_P$	Energía Potencial.
$f$	Factor igual a: $(f = (1.82 * \ln ReD - 1.64) - 2)$ .
$F$	Factor de la corrección que depende del tipo del intercambiador de calor.
$F_i, F_o$	Factores de suciedades internas y externas en las superficies de tubo ( $m^2K/kW$ ).
$g$	Aceleración gravitacional ( $m/s^2$ ).
$h_i, h_o$	Coefficientes de transferencia de calor para flujo interno y externo, respectivamente ( $kW/m^2K$ ).
$h_{fg}$	Calor latente de condensación ( $kJ/kg$ ).
$h_m$	Coefficiente medio de transferencia de calor ( $kW/m^2K$ ).
$h_s$	Coefficiente convectivo de la solución transferencia de calor ( $kW/m^2K$ ).
$h$	Entalpía específica.
$k$	Conductibilidad térmica de material del tubo, conductibilidad térmica de la solución ( $kW/m^2K$ ).
$k_l$	Conductibilidad térmica del líquido ( $kW/m^2K$ ).
$m$	Masa [ $kg$ ].
$\dot{m}$	Flujo másico ( $kg/s$ ).
$Nu_D$	Número de Nusselt $Nu_D = h_i D_i / K$ .

$P$	Presión [kPa].
$P_{Cr}$	Presión crítica.
$P_{Sat}$	Presión de saturación.
$Pr$	Número de Prandtl.
$Pr_S$	Número de Prandtl de la solución.
$Re$	Número de Reynolds de la solución para el tubo vertical.
$Re_D$	Número de Reynolds, $Re_D = \frac{V_m D_i}{\nu} = \frac{4m}{\pi D_i \mu}$
$T_V$	Temperatura de saturación del vapor (°C).
$T_W$	Temperatura de superficie de la pared (°C).
$X$	Concentración de la solución de LiBr en (%).
$Q$	Transferencia neta de calor a través de las fronteras del sistema.
$Q_L$	Cantidad de calor descartado.
$T_{Sat}$	Temperatura de saturación.
$T_{Cr}$	Temperatura crítica.
$U$	Coeficiente global promedio de transferencia de calor (kW/m <sup>2</sup> K).
$u$	Energía interna por unidad de masa.
$v$	Velocidad del flujo de fluido cruzando el sistema limitado.
$v_m$	Velocidad media (m/s).
$V_C$	Volumen de control.
$V_{Cr}$	Volumen específico crítico.
$W$	Trabajo hecho en todas las formas. $W = \sum W_{Sale} - \sum W_{Entra}$
$W_{NETO,Ent}$	Cantidad de trabajo neto de la máquina.
$Z$	Elevación sobre el plano de referencia horizontal.
$\Delta E$	Cambio neto en la energía total del sistema. (E <sub>2</sub> – E <sub>1</sub> ) [kJ].
$\Delta E_{VC}$	Cambio neto en la energía total del volumen de control.

### Simbología griega:

$\Gamma$	Flujo másico por el perímetro mojado ( $\text{kg/m}^*\text{s}$ ).
$\delta$	Espesor cinematográfico (m).
$\Delta T_{L,n}$	Diferencia de temperatura media logarítmico (LMTD) (K).
$\Delta T_2$	Diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío a la entrada (K).
$\Delta T_1$	Diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío a la salida (K).
$\rho$	Densidad ( $\text{kg/m}^3$ ).
$\rho_L$	Densidad del líquido ( $\text{kg/m}^3$ ).
$\rho_V$	Densidad del vapor ( $\text{kg/m}^3$ ).
$\mu$	Viscosidad dinámica ( $\text{N}^*\text{s/m}^2$ ) $\mu = v\rho$
$\mu_L$	Viscosidad absoluta del líquido ( $\text{N}^*\text{s/m}^2$ ).
$v$	Viscosidad cinemática ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).
$\Delta$	Incremento.
$\Sigma$	Sumatoria.

## GLOSARIO.

**ABSORBENTE:** sustancia con la habilidad de tomar o absorber otra sustancia.

**ABSORCIÓN:** es un proceso químico o físico por el cual los átomos, iones o moléculas son atrapados o retenidos en la superficie de un material.

**ABSORBEDOR:** este dispositivo permite la mezcla del vapor de amoníaco proveniente del evaporador con la solución débil de amoníaco – agua (al porcentaje de agua) para hacer que la concentración aumente liberando calor de la solución. Este calor debe liberarse al medio ambiente.

**ABSORTIVIDAD:** medida de la cantidad de luz absorbida por una solución.

**ACONDICIONADOR DE AIRE:** dispositivo utilizado para controlar la temperatura, humedad, limpieza y movimiento del aire en el espacio acondicionado, ya sea para confort humano o proceso industrial.

**ACUMULADOR:** elemento de instalación capaz de almacenar la energía eléctrica, transformándola en energía química. Se compone de diversas baterías conectadas entre sí en serie o en paralelo.

**ADSORCIÓN:** es un proceso químico o físico por el cual los átomos, iones o moléculas son atrapadas pasan de una primera fase a otra incorporándose al volumen de la segunda fase.

**AIRE ACONDICIONADO:** control de la temperatura, humedad, limpieza y movimiento de aire en un espacio confinado, según se requiera, para confort humano o proceso industrial. Control de temperatura significa calentar cuando el aire está frío, y enfriar cuando la temperatura es muy caliente.

**AMONIACO:** combinación química de nitrógeno e hidrógeno ( $\text{NH}_3$ ). También se usa como refrigerante y se identifica como R-717.

**ASHRAE:** American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.

**BOMBA:** cualquiera de las diferentes máquinas que impulsan un gas o un líquido hacia o lo atraen de algo, por succión o por presión.

**BOMBA CENTRÍFUGA:** bomba que produce velocidad al fluido, convirtiéndola en carga de presión.



**BOMBA DE ALTO VACÍO:** mecanismo que puede crear un vacío en el rango de 1,000 a 1 micrón.

**BOMBA DE CALOR:** sistema del ciclo de compresión, utilizado para abastecer calor a un espacio de temperatura controlada. El mismo sistema, puede también remover calor del mismo espacio.

**BOMBA DE CONDENSADO:** dispositivo para remover el condensado de agua, que se acumula debajo de un evaporador.

**BROMURO DE LITIO:** elemento químico, comúnmente utilizado como absorbente en un sistema de refrigeración por absorción y se identifica como LiBr. El agua puede ser el refrigerante.

**B.T.U.** (British Thermal Unit): cantidad de calor que se requiere para elevar un grado Fahrenheit, la temperatura de una libra de agua.

**CALOR:** forma de energía que actúa sobre las sustancias para elevar su temperatura; energía asociada con el movimiento al azar de las moléculas.

**CALOR SOLAR:** calor creado por ondas visibles e invisibles del sol.

**CALORIA:** una caloría es la cantidad de calor que tenemos que sustraer o agregar a 1 gramo masa de agua para modificar su temperatura 1°C Es equivalente a 3,96 BTU.

**CAMBIO DE ESTADO:** condición en la cual, una sustancia cambia de sólido a líquido o de líquido a gas, debido a la aplicación de calor. O a la inversa, cuando una sustancia cambia de gas a líquido o de líquido a sólido, debido a la remoción de calor.

**CAPACIDAD:** sistema de clasificación en refrigeración. Medido generalmente en kcal/h o en watts/h, (o en BTU/h).

**CARGA TÉRMICA:** cantidad de calor medida en watts, kcal o BTU, la cual es removida durante un período de 24 horas.

**CELDA SOLAR:** también conocida como celda fotovoltaica. Es un dispositivo que convierte radiación solar directamente a electricidad.

**CICLO:** serie de eventos u operaciones, las cuales tienen una tendencia a repetirse en el mismo orden.

**CFC:** Cloro-Flúor-Carbono nombre genérico de un grupo de compuestos que contienen cloro, flúor y carbono, utilizados como agentes que producen frío y como gases propulsores en los aerosoles; sus múltiples aplicaciones, su volatilidad y su estabilidad química provocan su acumulación en la alta atmósfera, donde su presencia, según algunos científicos, es causante de la destrucción de la capa protectora de ozono.

**COEFICIENTE DE RENDIMIENTO o COP:** relación del trabajo realizado o completado, en comparación con la energía utilizada.

**COLECTOR SOLAR:** dispositivo utilizado para atrapar radiación solar, generalmente usando una superficie negra aislada.

**CONDENSACIÓN:** proceso de cambiar de estado un vapor o un gas a líquido, al enfriarse por abajo de su temperatura de saturación o punto de rocío.

**CONDENSADO:** líquido que se forma cuando se condensa un vapor.

**CONDENSADOR:** componente del mecanismo de refrigeración, el cual recibe del compresor o del generador el vapor caliente a alta presión, enfriándolo y regresándolo luego a su estado líquido. El enfriamiento puede ser con aire o con agua.

**CORROSIÓN:** deterioro de materiales por acción química.

**CUARTO DE MÁQUINAS:** área donde se instala la maquinaria de refrigeración industrial y comercial, excepto los evaporadores.

**DESECANTE:** sustancia utilizada para coleccionar y retener humedad, en un sistema de refrigeración. Los desecantes comunes son la sílice gel, la alúmina activada y el tamiz molecular.

**EFICIENCIA:** capacidad de un dispositivo, sistema o actividad, dividida entre la potencia absorbida necesaria para crear esa capacidad. En un compresor, la eficiencia sería la capacidad de trabajo, medida por un cambio de presión, dividida entre la energía eléctrica consumida.

**EMISIVIDAD:** es la proporción de radiación térmica emitida por una superficie u objeto debida a una diferencia de temperatura determinad

**ENERGÍA:** habilidad real o potencial de efectuar trabajo.

**ENFRIADOR:** intercambiador de calor que remueve calor de las sustancias.

**ENFRIADOR DE AGUA (Chiller):** sistema de aire acondicionado, el cual circula agua fría a varios serpentines de enfriamiento, en una instalación.

**ENFRIADOR DE AIRE:** mecanismo diseñado para bajar la temperatura del aire que pasa a través de él.

**EVACUACIÓN:** remoción de aire (gas) y humedad, de un sistema de refrigeración o aire acondicionado, mediante una bomba de vacío.

**EVAPORACIÓN:** término aplicado al cambio de estado de líquido a vapor. En este proceso se absorbe calor.

**EVAPORADOR:** componente del mecanismo de un sistema de refrigeración, en el cual, el refrigerante se evapora y absorbe calor.

**FAN-COIL:** unidad compuesta de un filtro de aire, un serpentín calorífico y un ventilador centrífugo que permite introducir en una sala una mezcla de aire de la habitación y del exterior.

**FASE:** distinta función operacional durante un ciclo

**FLUIDO:** sustancia que puede estar en estado líquido o gaseoso. Sustancia que contiene partículas, las cuales se mueven y cambian de posición sin separación de la masa.

**FRÍO:** la ausencia de calor. Temperatura considerablemente abajo de lo normal.

**GENERADOR:** es la parte del sistema en la cual una solución de amoniaco y agua recibe calor de una fuente de alta temperatura, con lo cual se evapora en primera instancia el amoniaco. El vapor producido se lleva al condensador.

**HIDROCARBUROS:** compuestos orgánicos que contienen solamente hidrógeno y carbono, en varias combinaciones.

**HCFC:** Hidro Cloro Flúor Carburos, permiten la retirada progresiva de los CFC. Poseen eficiencia energética, toxicidad baja, son económicos en función de los costos y pueden utilizarse con seguridad. Los gobiernos e industrias apoyan su utilización global en aplicaciones que satisfacen las necesidades medioambientales y sociales importantes

**LÍQUIDO:** sustancia cuyas moléculas se mueven libremente entre sí, pero que no tienden a separarse como las de un gas.

**RADIACIÓN:** transmisión de calor por rayos térmicos u ondas electromagnéticas.

**REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN:** proceso de crear bajas temperaturas, utilizando el efecto enfriador formado, cuando un refrigerante es absorbido por una sustancia química

**REFRIGERANTE:** sustancia utilizada en los mecanismos de refrigeración. Este absorbe calor en el evaporador, cambiando de estado de líquido a vapor, liberando su calor en un condensador, al regresar de nuevo del estado gaseoso al estado líquido.

**TONELADA DE REFRIGERACIÓN:** efecto refrigerante, equivalente a la cantidad de calor que se requiere para congelar una tonelada corta (2000 lb) de agua a hielo, en 24 horas. Esto puede expresarse como sigue: 1 TR=12000 BTU/h = 3024 kcal/h.

**VÁLVULA DE EXPANSIÓN:** tipo de control de refrigerante, la cual mantiene presión constante en el lado de baja del sistema de refrigeración. La válvula es operada por la presión en el lado de baja o de succión. Con frecuencia, se le refiere como válvula de expansión automática (VEA).

**VÁLVULA DE PRESIÓN DE AGUA:** dispositivo utilizado para controlar el flujo de agua.

**VÁLVULA DE SEGURIDAD:** válvula auto-operable de acción rápida, que se usa para un alivio rápido del exceso de presión.

**VÁLVULA DE SERVICIO:** dispositivo utilizado en cualquier parte del sistema donde se desea verificar presiones, cargar refrigerante o hacer vacío o dar servicio

**WATT (W):** unidad de potencia, equivale a la potencia producida al realizar un trabajo de 1 Joule por segundo (1 Watt = 1 J/s).

**URE:** Uso Racional y Eficiente de Energía.

## RESUMEN.

La reciente demanda de equipos de refrigeración, la preocupación por el calentamiento global y la conservación de las fuentes de energía ha hecho que el interés por el estudio e investigación de nuevas alternativas en sistemas de refrigeración aumente. Estos estudios generalmente se preocupan por encontrar sistemas que dependan cada vez menos de refrigerantes HCFC's, que utilicen más eficientemente la energía y que a su vez sean comercialmente útiles.

Este trabajo de grado ha sido realizado con el propósito de crear un sistema de refrigeración que ayude a investigadores, diseñadores e ingenieros investigar con pares de refrigeración y experimentar para conocer sus propiedades con el fin de aportar mayor conocimiento para el diseño de nuevos equipos de refrigeración por absorción y adsorción.

El diseño tuvo en cuenta las condiciones de trabajo más extremas a las que podrá estar expuesto el equipo y además con los adecuados balances tanto de masa como energía se dimensionó cada uno de sus componentes. El equipo fue dimensionado para trabajar con amoniaco-agua como par refrigerante, debido a sus propiedades particulares y a las condiciones de presión y temperatura de trabajo requeridas.

Realizado el balance de masa y energía en cada uno de los componentes, se procedió a realizar el diseño detallado de cada uno de los componentes, teniendo en cuenta la flexibilidad de funcionamiento del equipo y la facilidad en su construcción.

Para cada uno de los componentes del equipo se realizaron planos de detalle, suficientes para la construcción del equipo experimental.

**Palabras claves:** refrigeración; diseño; absorción; adsorción; HCFC's, pares, refrigerantes.

## ABSTRACT.

The recent demand for refrigeration equipment, concerns about global warming and conservation of energy sources has led to the interest in the study and research of new alternatives in refrigeration systems increase. These studies generally are concerned about finding systems that rely less and less on HCFC's refrigerants, using energy more efficiently and in turn are commercially useful.

This degree work has been conducted with the aim of creating a cooling system that helps researchers, designers and engineers pairs cooling investigate and experiment to find out their properties in order to provide greater knowledge to the design of new refrigeration equipment adsorption and absorption.

The design took into account the most extreme working conditions to which they may be exposed and also the team with the right balance of both mass and energy are dimensioned each of its components. The equipment was sized to work with ammonia - water as a refrigerant pair, because of their particular properties and the conditions of pressure and temperature required work.

Conducted the mass and energy balance in each of the components, we proceeded to perform detailed analysis of each component design, taking into account the flexibility of operation of the equipment and facility in construction.

Detailed plans, sufficient for the construction of experimental equipment were performed for each of the team members.

**Keywords: cooling; design; absorption; adsorption; HCFC's, pairs, refrigerants.**

## INTRODUCCIÓN.

Dos preocupantes circunstancias por el tiempo, convergen en la necesidad de disponer de fuentes de energía alternativas a las normalmente utilizadas: el agotamiento de la energía de origen fósil y la contaminación atmosférica.

Como consecuencia de su uso, la primera de ellas fija un horizonte no muy lejano para agotar las reservas mundiales y es causa de violentos conflictos para lograr su control, mientras que la segunda es la causa principal del recalentamiento del planeta poniendo en grave riesgo su equilibrio vital.

Los refrigerantes utilizados por el ciclo de compresión mecánica trabajan a presiones superiores a la atmosférica. Por esta razón, en gran parte acaban fugándose y son transportados hasta la estratosfera donde la radiación ultravioleta rompe los enlaces de cloro, dando lugar a la conocida reacción de destrucción de la molécula de ozono. Además, son opacos a la radiación infrarroja emitida por la Tierra, incrementando el efecto invernadero. En virtud del Protocolo de Montreal y la Reglamentación Europea los refrigerantes CFC-11 y CFC-12 (clorofluorocarbonados) se están sustituyendo por el HCFC-123 y el HFC-134a respectivamente, estando previstos los plazos para sustituir al HCFC-22 (hidroclorofluorocarbonados), [02].

Frente a esta problemática, la necesidad de utilizar fuentes energéticas renovables o gratuitas y que a la vez no sean contaminantes, se ha convertido en una necesidad global frente a los intereses económicos y políticos que por desgracia siguen con frecuencia anteponiéndose a ello. No obstante, la gravedad de la situación está dando lugar a acuerdos internacionales encaminados a establecer límites e invertir este proceso.

En consecuencia, resulta evidente que uno de los sectores donde es conveniente actuar para limitar su avidez de consumo eléctrico, es el de la refrigeración y el aire acondicionado, hay diversas medidas a tomar para lograrlo sin reducir la demanda de Confort exigido por la sociedad de este tiempo. Mejorar el



rendimiento de los equipos es una de ellas, pero no parece que puedan obtenerse mejores sustantivas después de los avances logrados durante las últimas décadas. En cambio, el fomento de la utilización de energías alternativas y mejor aún si estas son renovables o gratuitas, resulta una opción altamente atractiva que en el sector de la refrigeración y el aire acondicionado puede orientarse hacia el aprovechamiento de la energía térmica obtenida de la radiación solar.

La diversificación de fuentes energéticas, cambios tecnológicos y aumento de eficiencia energética son alternativas para abatir el crecimiento del consumo de electricidad, y son factibles de implementar en el campo de la refrigeración y el aire acondicionado, siempre y cuando se dé la participación de instituciones, centros de investigación y un apoyo gubernamental que otorgue garantías jurídicas a empresas e instituciones nacionales, cuyos proyectos sean elegidos por virtudes técnicas y no sólo financieras, que beneficien al país. De ser así, se desarrollaría la investigación, el diseño, la construcción, la operación y el mantenimiento en los equipos de refrigeración que fortalecerían a la ingeniería Colombiana y, en caso de requerir infraestructura extranjera, condicionar a estas empresas, brindando las respectivas facilidades, para ubicarse en el país y capacitar recursos humanos. De lo contrario, continuaremos con la recepción de tecnologías sin resolver problemas propios de abastecimiento energético y contaminación ambiental, [34].



## OBJETIVOS.

### OBJETIVO GENERAL.

- ✓ Realizar un estudio para el diseño de un equipo de refrigeración por absorción con energía termo solar, para una capacidad de tres toneladas de refrigeración.

### OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- ✓ Estudiar la información referente al tema de refrigeración por absorción con energía termo solar.
- ✓ Comprender las variables físicas indispensables seleccionando la información pertinente y necesaria para la realización el diseño final del sistema de refrigeración por absorción con energía termo solar.
- ✓ Elaborar los cálculos térmicos y técnicos para el diseño del equipo para una capacidad de tres toneladas de refrigeración.

## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

La energía eléctrica se hace cada vez más costosa y son muchos los equipos que dependen de ella; existen fuentes alternativas de energía más económicas y disponibles como la energía solar; al aplicar esta tecnología se contribuye con la difusión de la misma, con miras a sugerir su expansión a lugares apartados y carentes de otras fuentes energéticas, donde por los costos iniciales de la inversión se consideran altos, pero que son retornables en el beneficio a largo plazo. El desarrollo tecnológico de la refrigeración y el aire acondicionado solar podrían tener un impacto importante sobre el desarrollo social y económico de Colombia, ofreciendo un recurso energético confiable que permita la conservación de los productos alimentarios y el acondicionamiento de recintos para brindar confort, con un mínimo impacto ambiental, gracias a la ubicación privilegiada de nuestro país.

Razones innovadoras y valiosas las que nos mueven a presentar este diseño, que, aunque es la solución de un problema coyuntural, deja mucho más que beneficios puntuales y tangibles: abre la puerta a la investigación aplicada, despierta expectativas en el campo industrial y comercial y sirve de puntal para que otros se atrevan a intentar la aplicación de otras tecnologías.

**Se pretende estudiar un diseño de un sistema de refrigeración por absorción activado con energía termo-solar, para una capacidad establecida de tres toneladas de refrigeración, utilizando una concentración de LiBr-H<sub>2</sub>O para operar como un sistema de refrigeración en las edificaciones en Colombia y ser más amigable con el medio ambiente.**

**Para el diseño se escogera un sistema con intercambiador de calor regenerativo para disminuir así los requerimientos de energía de todo el sistema, y aumentar la eficiencia de todo el equipo.**

## **2. MARCO TEÓRICO.**

### **2.1. ANTECEDENTES.**

Al principio de siglo XX, el empleo del frío se había impuesto en los países desarrollados como irremplazables. Ya desde siglos, los hombres habían aprendido a utilizar el frío con el transporte y almacenamiento de hielo natural para las grandes ciudades. El comercio del hielo natural había alcanzado cantidades enormes al final del siglo XIX.

Algunas palabras sobre los dos recorridos: Primero la “técnica”, la realización de la primera máquina frigorífica es atribuida a Jacob Perkins. Se trata de un ciclo termodinámico inverso a compresión de vapor. Pero es extraño, la máquina de Perkins no despierta apenas atención en Inglaterra y tendrá que esperar casi 25 años para la industrialización de su patente. Lo esencial es quizás encontrarse en la compresión de los gases licuables.

Mientras tanto, en 1845, un doctor americano, John Gorrie, “amaña” una máquina frigorífica con ciclo de aire para refrigerar las salas de su hospital y aliviar a los enfermos febriles sin embargo, igualmente la máquina de Gorrie no encuentra un comercio inmediato.

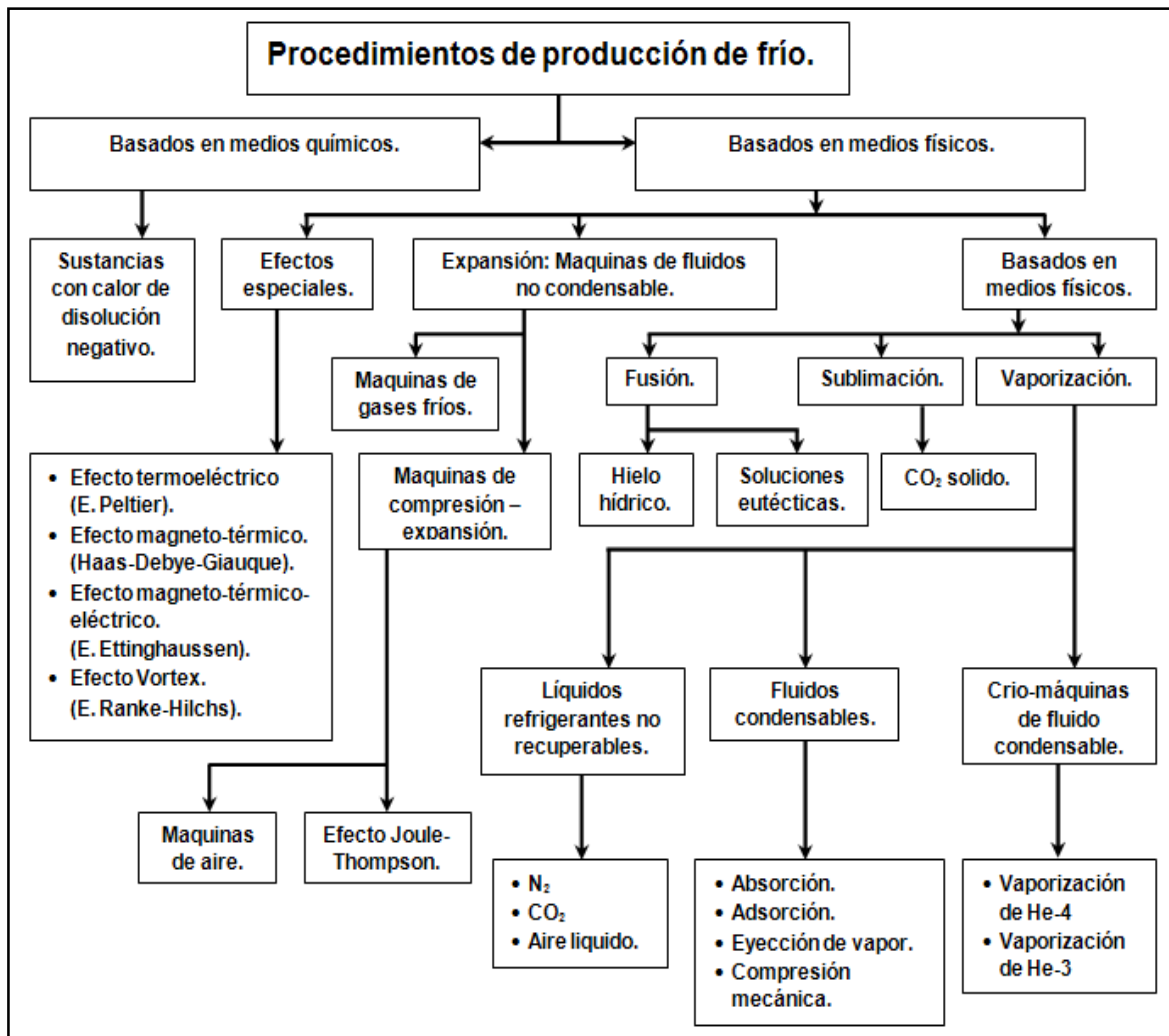
En 1859, aparece la máquina frigorífica de absorción, introducida por el Francés Ferdinand Carre, con agua y amoniaco. Nos parece curioso constatar que tal máquina, a pesar de que su concepción, su cálculo y su explotación eran sensiblemente más complejos que los de la máquina a compresión, pudo ser inmediatamente fabricada y difundida, [02].

### **2.2. MÉTODOS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO.**

En la naturaleza el calor fluye de un medio de mayor temperatura a un medio de menor temperatura, para realizar lo contrario es necesario la ayuda de una máquina que aporte trabajo, como un refrigerador o una bomba de calor, los

cuales son dispositivos cíclicos que extraen calor por medio de un refrigerante, [05].

En la siguiente Figura 01, para realizar la producción de frío, los refrigerantes pasas por una serie de cambios de estado debido a los ciclos de refrigeración. Las diversas formas de producir frío se pueden agrupar observado en el siguiente esquema.



**Figura 01.** Procedimientos de producción de frío, [05].

## **Basados en medios físicos (Evaporación de un líquido).**

Se basa en el cambio de estado de un líquido a vapor al suministrarle una cierta cantidad de calor. Se pueden distinguir tres métodos:

### **1. Sin recuperación del gas producido.**

Un líquido con un muy bajo punto de ebullición a presión atmosférica es vaporizado aprovechando su calor latente de vaporización y el gas producido se elimina a la atmósfera. Para este método se utiliza el nitrógeno líquido y el CO<sub>2</sub> líquido y se suelen emplear para congelación, transportes frigoríficos y cirugía, [16].

### **2. Con recuperación del gas producido.**

A comparación del método anterior, aquí el gas que se produce es recuperado para ser utilizado posteriormente. Los procesos para la reutilización del gas requieren de un aporte externo de energía. De acuerdo al sistema utilizado para la recuperación del gas, se puede distinguir:

- ✓ **Instalaciones de absorción:** en las que los vapores que se forman añadiendo calor al sistema, son absorbidos y recuperados mediante un absorbente líquido. Se suele utilizar mezclas de amoníaco-agua o bromuro de litio-agua.
- ✓ **Instalaciones de adsorción:** la adsorción es la propiedad de ciertas sustancias de retener vapores que las rodean; esta retención es básicamente superficial. Para este método suele utilizarse combinaciones de sílice gel con vapor de SO<sub>2</sub>.
- ✓ **Instalaciones de eyección de vapor:** este fenómeno se produce al pasar vapor de agua a gran velocidad por un eyector, lo que genera una baja presión en un costado de la misma en comparación con la presión que se consigue en el

extremo de la tubería. Las velocidades de flujo de vapor utilizadas son aproximadamente de 1200 m/s.

✓ **Instalaciones de compresión mecánica:** en este método, que es el más utilizado por su bajo costo inicial, fiabilidad y eficiencia con la entrada de los CFC, los vapores son tanto aspirados como comprimidos por una bomba o un compresor y enviados a un condensador. El decrecimiento del volumen específico del refrigerante ocasiona varios problemas, uno de ellos es que la energía necesaria para operar el ciclo debe ser proporcionada como trabajo mecánico y este trabajo debe proveerse en grandes cantidades.

### 3. Vaporización de crió-fluidos.

En este método, se licua el aire y otros gases como el He-3 y He-4, para que posteriormente se expanden en recintos con vacío de hasta 0.12 mmHg (16 Pa), con lo cual se logran temperaturas de hasta 0,4°K; que se utilizan únicamente a nivel de laboratorio, [05].

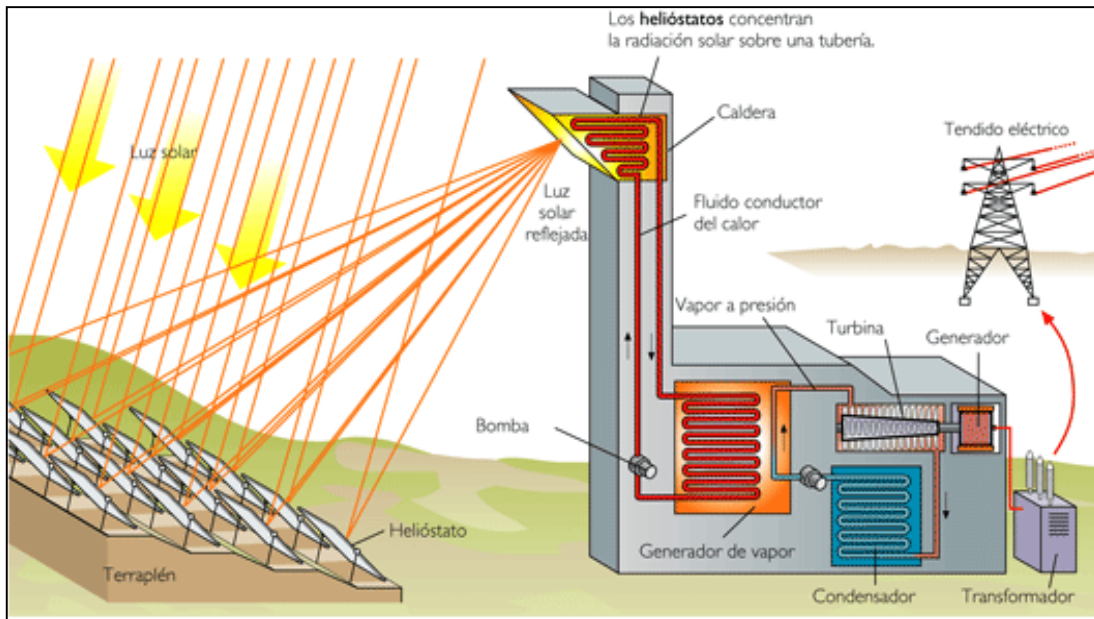
#### 2.3. PRODUCCIÓN DE FRÍO CON ENERGÍA SOLAR.

La energía solar térmica o energía termo solar consiste en el aprovechamiento de la energía del Sol para producir calor que puede aprovecharse para cocinar o para la producción de agua caliente destinada al consumo de agua doméstico, ya sea agua caliente sanitaria, calefacción o para producción de energía mecánica y a partir de ella energía eléctrica.

Adicionalmente puede emplearse para alimentar una máquina de refrigeración por absorción, que emplea calor en lugar de electricidad para producir frío.

En la Figura 02 se muestra como el diagrama de funcionamiento de las centrales térmicas solares, las cuales se basan en espejos que concentran los rayos solares con la finalidad de calentar un fluido que convertido en vapor accionará una turbina, que a su vez impulsará un generador eléctrico. Convirtiendo el calor en

electricidad por medio de ciclos termodinámicos convencionales o con generadores termoiónicos o termoelectrónicos, [27].



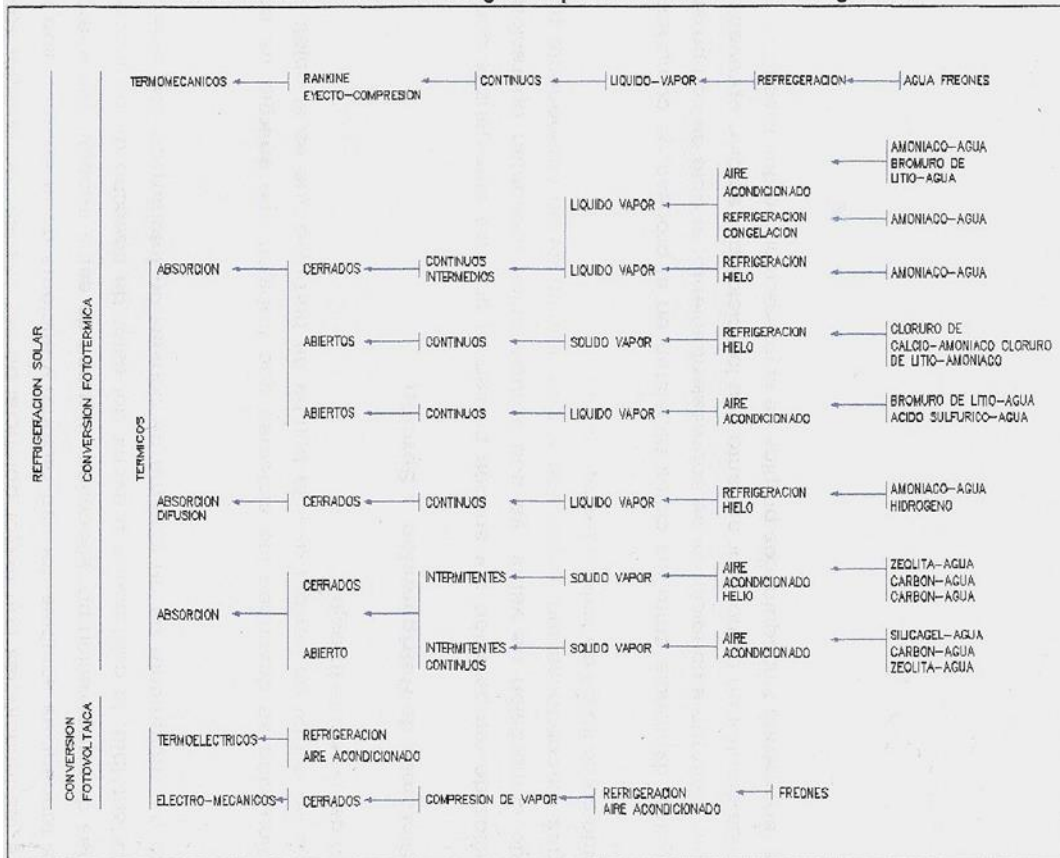
**Figura 02.** Central solar de torre central, [27].

Se tienen tres variantes:

- ✓ **Centrales de torre:** Espejos planos concentran la luz solar en un punto de la torre donde calienta un fluido que acciona a la turbina.
- ✓ **Discos parabólicos:** Usados individualmente para accionar un motor térmico, o colectivamente para accionar un motor térmico o turbina central.
- ✓ **Cilindros parabólicos:** Concentran la luz solar sobre un eje por donde circula un fluido que se dirige a la zona de generación, donde calienta agua hasta producir vapor para el accionamiento de una turbina, [27].

La Figura 03 se presenta algunos métodos para la generación de frío que utilizan como fuente de energía la proveniente del sol se representaran de una forma esquemática a continuación y a su vez se resumirá las conversiones fotovoltaicas y foto-térmicas de la energía solar.



**Tabla 2. Clasificación de Tecnologías de producción de frío con energía solar.**


**Figura 03.** Clasificación de tecnologías de producción de frío con energía solar, [18].

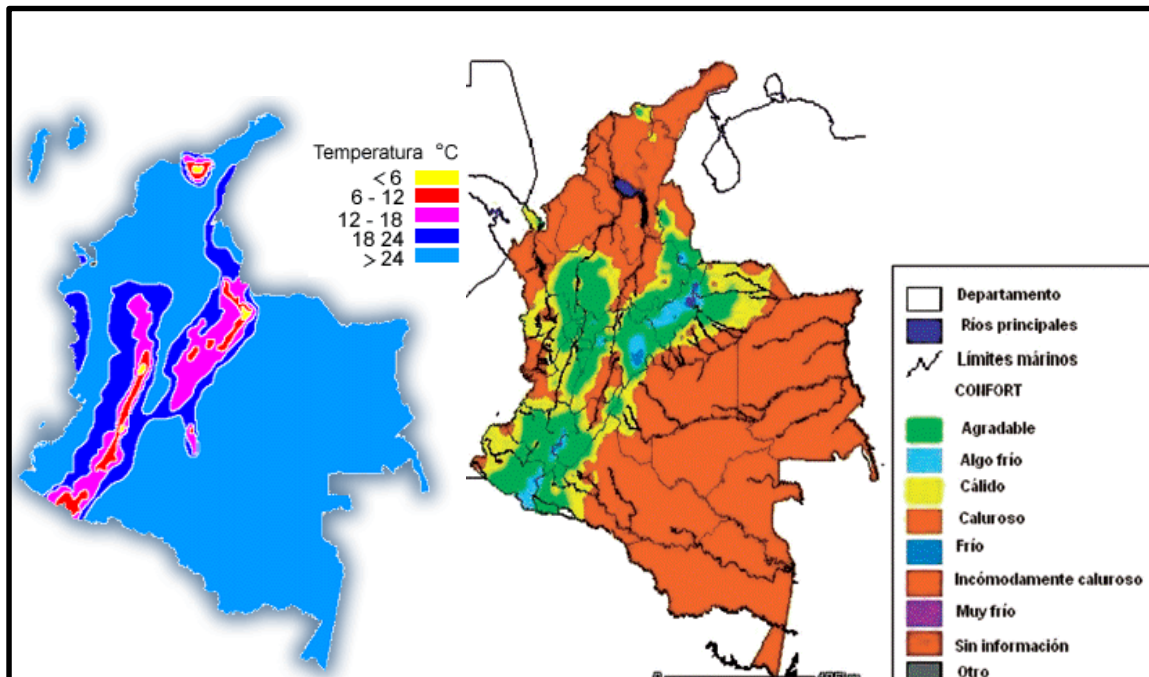


## 2.4. DISPONIBILIDAD DEL RECURSO SOLAR EN COLOMBIA.

El conocimiento de la distribución espacial y temporal del potencial energético solar es necesario porque facilita la identificación de regiones estratégicas en donde es más adecuada la utilización de la energía solar para la solución de necesidades energéticas.

La mayor parte del territorio Colombiano la incidencia de la radiación solar global tiene promedios entre 4,0 y 5,0 kW \* h/m<sup>2</sup> por día, especialmente sobre gran parte de la Amazonía y la región Andina, así como en sectores de la región Pacífica y la Orinoquía, Colombia debido a su posición geográfica es favorecida con una gran disponibilidad del recurso solar, [32].

En la Figura 04 se observa el territorio Colombiano la incidencia de la radiación solar global por la posición geográfica.



**Figura 04.** Territorio Colombiano la incidencia de la radiación solar, [32].

## 2.5. SUSTANCIAS DE TRABAJO EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

En la refrigeración por absorción se tienen dos componentes: el refrigerante y el absorbente, los cuales a las presiones y temperaturas utilizadas en el ciclo de refrigeración, coexisten tanto en la fase vapor como líquida como vapor y sólida. Existe una gran posibilidad de combinaciones posibles entre el refrigerante y el absorbente que se pueden usar en la industria del frío.

La evaporación del refrigerante a partir de una solución líquida se puede remplazar por evaporación a partir de una fase sólida. Ante tal diversidad de posibilidades existe la dificultad de hacer una selección apropiada. Por lo general se consideran las cualidades fisiológicas, toxicidad, detección en caso de fugas, influencia sobre los productos a enfriar y naturalmente el precio. Sin embargo, la estabilidad química de estos dos componentes puede ser un factor importante. El par comúnmente usado, y sobre lo que se ha estudiado ampliamente y mayor información se posee, es el amoníaco-agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) y el bromuro de litio-agua ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ). Sin embargo, otros pares son considerados porque en ciertos casos se requieren condiciones de operación, de construcción y técnicas, entre otras; que no es posible obtener con los sistemas convencionales.

En la tabla 01, se presentan los principales pares refrigerantes usados en diferentes tecnologías de sorción, donde se incluyen además las temperaturas típicas de generación y evaporación, lo que permite tener una idea aproximada de la fuente de energía adecuada y su aplicación, [34].

**Tabla 01.** Sustancias de trabajo en sistemas de absorción y adsorción, [34].

Refrigerante	Absorbente		Temperatura (°C)	
<b>Absorción gas-líquido</b>			<b>Evaporación</b>	<b>Generación</b>
Amoniaco	Agua NaSCN LiNO <sub>3</sub>	NaNO <sub>3</sub> KBr	<0	120 - 200
Agua	LiBr, LiCl		>0	80 - 200
Monometilamina	Agua		>0	60 - 150
<b>Absorción gas-sólido</b>			<b>Evaporación</b>	<b>Generación</b>
Amoniaco	MnCl <sub>2</sub> SrBr <sub>2</sub> CdCl <sub>2</sub> CaCl <sub>2</sub> SrCl <sub>2</sub> ZnCl <sub>2</sub> CuCl <sub>2</sub> SnCl <sub>2</sub>	PbCl <sub>2</sub> LiCl <sub>2</sub> BaCl <sub>2</sub> FeCl <sub>2</sub> CoCl <sub>2</sub> NiCl <sub>2</sub> MgCl <sub>2</sub>	<0	120 - 150
Monometilamina	Lic., CaCl <sub>2</sub>		>0	60 - 150
<b>Adsorción gas-sólido</b>			<b>Evaporación</b>	<b>Generación</b>
Amoniaco	Zeolita		<0	120 - 200
Agua	Zeolita, Alumina, Silica gel		>0	70 - 150
Metanol	Zeolita, activado	Carbón	>0	70 - 150
Hidrógeno	MHHP		>0	60 - 200

## 2.6. CARACTERÍSTICAS TERMODINÁMICAS DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO.

El rendimiento de un sistema de refrigeración por absorción está estrechamente relacionado con las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo. Para el caso de los sistemas de absorción líquido-gas, un requerimiento fundamental de la combinación del absorbente-refrigerante es que en la fase líquida, estos deben poseer un margen de solubilidad en el rango de operación del ciclo. La mezcla debe ser químicamente estable, no tóxica y no explosiva. A continuación se listan las características adicionales más deseables:

- ✓ La diferencia entre el punto de ebullición del refrigerante puro y el de la mezcla a la misma presión, debe ser lo más grande posible.
- ✓ El refrigerante debe poseer un alto calor de vaporización y alta relación de concentración en el absorbente, con el fin de mantener una baja rata de circulación entre el generador y el absorbedor por unidad de capacidad de enfriamiento.
- ✓ El absorbente debe ser menos volátil que el refrigerante, para facilitar su separación en el generador. Si esto no es posible, se requerirá la integración de un rectificador para llevar a cabo esta separación en forma de vapor.
- ✓ Las propiedades de transporte relacionadas con la transferencia de masa y calor, tales como viscosidad, conductividad térmica y coeficiente de difusión deben ser favorables.
- ✓ Tanto el refrigerante como el absorbente no deben ser corrosivos, ambientalmente amigables y de bajo costo.

Al revisar las características que debe reunir la mezcla ideal, se observa que es difícil encontrar un par que reúna las propiedades deseables, y por ello, resulta práctico optimizar la selección en función de las condiciones de operación (calefacción, refrigeración, acondicionamiento de aire, entre otros), [04].

### 3. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

#### 3.1. GENERADOR.

En un sistema de refrigeración por absorción. El Generador es el encargado de generar calor para separar el refrigerante de la solución proveniente del absorbedor. El generador puede ser de diferentes fuentes de energía, la más utilizada es la fuente de energía solar. Es en este, donde ocurre la desorción del refrigerante, la cual ocurre cuando se le suministra energía en forma de calor a la solución fuerte (gran cantidad de transporte y refrigerante) proveniente del absorbedor, y se separa el refrigerante del transporte, donde el refrigerante sale en forma de vapor con alta presión, [18].

La configuración del generador puede variar dependiendo del suministro de energía calorífica, en esta parte es donde un sistema de refrigeración por absorción comparado con otros sistemas de refrigeración es más económico en cuanto al consumo de energía, ya que se utilizan fuentes de energías económicas como son:

- ✓ **Energía solar:** La cual es obtenida a través de paneles solares y la cual se puede almacenar en tubos al vacío y funcionar como baterías.
- ✓ **Energía suministrada por medio de combustibles fósiles:** La cual es obtenida por medio de la combustión de éstos.
- ✓ **Energía desechada:** Son comúnmente utilizadas en el campo doméstico y también es muy utilizada en el campo industrial. Esta energía desechada es la proveniente de otros procesos donde se desperdicia energía en forma de vapor, gases o líquidos con alta temperatura.
- ✓ **Según su diseño:** El diseño de un generador depende de muchas variables como son: el espacio dado para el montaje del equipo, el ambiente donde se va hacer el montaje, la cantidad de solución fuerte que se vaya a utilizar, es decir, el espacio a refrigerar, tipo de energía utilizada y eficiencia de

transferencia de calor que se desee, dependiendo a estas variables los generadores pueden tomar diferentes formas.

✓ **Generador de accionamiento indirecto:** El cual consiste en una carcasa donde va a estar contenida la solución fuerte y una distribución de tubos dentro de la carcasa por donde va a pasar el fluido que contiene la energía calorífica necesaria para que ocurra el proceso de desorción.

✓ **Generador de accionamiento directo:** Está conformado por un recipiente de doble envolvente en cuya cavidad interior se encuentra alojado un quemador el cual suministra la energía requerida para el proceso y entre la pared interna y externa del recipiente va la solución fuerte.

Estas dos formas de generadores fueron diseñadas para ciertos equipos de refrigeración por absorción, que se pueden utilizar en otros diseños, pero se pueden diseñar otros modelos evaluando eficiencias y teniendo en cuenta las variables mencionadas, [18].

### 3.2. RECTIFICADOR.

El diseño de este equipo fundamentalmente depende de la eficiencia del generador, es decir, la cantidad de vapor de agua que deje pasar, según esto se escogerá la mejor forma de diseño del rectificador.

### 3.3. CONDENSADOR.

Es probablemente uno de los elementos que más influyen en el funcionamiento y el coeficiente de un sistema de refrigeración, aunque a su vez es un elemento muy sencillo en su construcción y funcionamiento. Este es el encargado de realizar la transferencia de calor desde el equipo hacia el ambiente desechando el calor del refrigerante.

Sus tipos y diseño influyen directamente en la cantidad de calor que pueden evacuar, debido a que se desea aumentar al máximo el área de transferencia de calor, sin aumentar demasiado la cantidad de materiales constructivos y la longitud de tubería, que se relaciona con las pérdidas de carga.

La sección de calor en este elemento se realiza básicamente en tres etapas:

- ✓ Enfriamiento de los vapores de refrigerante desde la temperatura de vapor sobrecalentado hasta la temperatura de condensación del mismo. Esto sucede rápidamente, debido a las grandes diferencias de temperatura entre el refrigerante y el medio y tiene lugar en la primera cuarta parte del recorrido del condensador.
- ✓ Cesión del calor latente de condensación, lo que hace que el refrigerante cambie de estado de vapor a líquido. Este proceso es lento y requiere aproximadamente las siguientes dos cuartas partes del condensador.
- ✓ Enfriamiento del líquido desde la temperatura de condensación hasta la temperatura deseada (sub-enfriamiento), [11].

Los tipos de condensadores que se pueden utilizar son básicamente todas las clases de intercambiadores de calor. Los condensadores se clasifican básicamente de acuerdo al tipo de enfriamiento que se utiliza, ya sea por aire o por agua.

### **3.4. DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN.**

La tecnología de producción de frío se maneja dos ciclos, uno de alta y otro de baja presión, es aquí donde está la gran importancia los dispositivos de expansión, los cuales permiten pasar de la zona de alta presión a la de baja, pasando el refrigerante del estado de líquido saturado con alta temperatura (alta presión) a una evaporación parcial con baja temperatura (baja presión), y al recorrer el evaporador extrayendo calor del medio a refrigerar pasa a una evaporación total.

En los sistemas de refrigeración se encuentran los siguientes dispositivos de expansión:

- ✓ **Turbina:** este elemento es utilizado más que todo en sistemas de generación, pero en pocos equipos de refrigeración, debido a su consumo de trabajo mecánico, lo cual representa una disminución en la eficiencia del sistema.



- ✓ **Tubo capilar:** este dispositivo es manejado en equipos pequeños (domésticos) en los cuales el flujo de refrigerante es constante.
- ✓ **Válvula de expansión:** este mecanismo de expansión es el más utilizado a nivel industrial e investigativo, por lo que permite manejar diferentes caudales de refrigerantes y rangos de presión, [11].

### 3.5. EVAPORADOR.

Al igual que el condensador, el evaporador es uno de los elementos más importantes de un sistema de refrigeración. Este elemento es el encargado de retirar el calor del medio a refrigerar.

La sección de calor en estos elementos se realiza básicamente en tres etapas:

- ✓ Calentamiento del líquido refrigerante desde la temperatura de líquido subenfriado hasta la temperatura de evaporación del mismo. Esto sucede rápidamente, debido a las grandes diferencias de temperatura entre el refrigerante y el medio, tiene lugar en la primera cuarta parte del recorrido del evaporador.
- ✓ El refrigerante gana calor latente, lo que hace que cambie de estado líquido a vapor. Este proceso es lento y requiere aproximadamente las siguientes 2 cuartas partes del evaporador.
- ✓ Calentamiento del vapor desde la temperatura de evaporación hasta la temperatura deseada (sobrecalentamiento), [11].

Los evaporadores se pueden clasificar en inundados, semi-inundados y secos. Además, este elemento está altamente relacionado con la válvula de expansión, que es la encargada de bajar la presión del refrigerante desde la presión del condensador hasta la presión de evaporación del refrigerante a la temperatura del evaporador. Es muy importante la relación entre la válvula de expansión y el evaporador, ya que una adecuada regulación de presión de la primera puede hacer que el evaporador trabaje en condiciones que aseguren su eficiencia al evaporar el refrigerante.



### 3.6. ABSORBEDOR.

En este elemento se propicia una reacción exotérmica entre el refrigerante y el transporte, mediante la extracción de calor. El absorbedor es uno de los componentes principales de un refrigerador que trabaje por ciclo de sorción.

El vapor de refrigerante procedente del evaporador pasa al absorbedor, donde una solución diluida de refrigerante y transporte que se ha refrigerado a su paso por un intercambiador de calor, absorbe vapor de refrigerante, en el absorbedor se produce una reacción exotérmica, razón por la cual debe ser refrigerado, la solución ya enriquecida pasa al generador.

La solución enriquecida en el absorbedor retorna al generador por medio de una bomba, que además es la encargada de vencer la diferencia de presión existente entre el absorbedor y el generador.

El absorbedor se utiliza también para la regulación de la capacidad en las máquinas de absorción:

- ✓ Estrangulando la alimentación del vapor.
- ✓ Disminuyendo la refrigeración del condensador.
- ✓ Regulando el caudal que le llega al generador.

Los tipos de absorbedores se clasifican de acuerdo a las trayectorias continua o discontinua de los flujos de vapor y líquido, teniendo así absorbedores de fase vapor y líquidos continuos, absorbedores de fase vapor continuo y líquido discontinuo, y absorbedores de fase vapor discontinuo y líquido continuo.

Los absorbedores de flujo de vapor y líquido continuos: Estos se conocen como absorbedores de película descendente, debido a que el líquido entra en contacto con el vapor formando una película que desciende a lo largo de los tubos. Pueden ser de tubos horizontales, que se utilizan comúnmente para los enfriadores con LiBr-H<sub>2</sub>O, o de tubos verticales que son los más versátiles ya que pueden utilizar agua o aire para la disipación del calor generado. En este tipo de absorbedores,

es muy importante lograr una buena distribución de la solución para lograr buenos coeficientes de transferencia de calor.

En los absorbedores de flujo de vapor continuo y líquido discontinuo, la solución diluida se atomiza mediante aspersores poniéndola en contacto con el vapor.

Luego de realizada la absorción, la solución concentrada se pasa por un intercambiador de calor para retirar el calor de absorción. Luego la solución concentrada es transportada por una bomba, pasando una parte al generador y el resto se recircula para aumentar la absorción.

Los absorbedores de fase de vapor discontinua y líquido continua, se conocen como absorbedores de burbuja, ya que el vapor es inyectado en forma de burbujas en la parte inferior del absorbedor. El agua de enfriamiento se hace circular por la parte exterior del tubo, [06].

### **3.7. BOMBA.**

Los sistemas convencionales de refrigeración utilizan un compresor para pasar del ciclo de baja al de alta presión, en el caso de la técnica de producción de frío mediante el proceso de absorción se utiliza una bomba la cual además de incrementar la presión del sistema, transporta la solución entre el generador y el absorbedor.

#### **4. MÉTODOS DE CÁLCULO PARA CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON UNA CONCENTRACIÓN DE BROMURO DE LITIO – AGUA.**

Para el modelo matemático que se va utilizar para el diseño del sistema de refrigeración con LiBr-H<sub>2</sub>O y para una capacidad de 3 TR a partir de la energía solar en edificaciones colombianas, para esto se requiere de los conocimientos de diversas áreas como son la termodinámica, transferencia de calor, transferencia de masa, mecánica de fluidos, materiales de ingeniería y conocimientos de ingeniería en general para el cálculo, para el dimensionamiento y diseño de los diversos componentes. El proceso de cálculo consiste principalmente en sistemas de ecuaciones que se resuelven simultáneamente, introduciendo los datos conocidos y variables de entrada para obtener las incógnitas.

Este proceso de cálculo se aplica para cada uno de los componentes principales del sistema de refrigeración con LiBr-H<sub>2</sub>O y con una capacidad de 3 TR equivalente a 10,55 kW a partir de la energía solar (evaporador, condensador, absorbedor, generador y la unidad residencial), dando dimensiones generales y parámetros de funcionamiento, tales como presión, temperatura, concentración, flujos, entalpías, longitud, diámetros, etc.

A los componentes del equipo que no requieran un proceso de cálculo tan detallado, simplemente se les aplicarán las ecuaciones y conceptos necesarios para calcularlos directamente.

##### **4.1. CONSIDERACIONES Y SUPOSICIONES PARA EL SISTEMA.**

Las propiedades del agua en el sumidero de calor se consideraran constantes.

La transferencia de calor se realiza sólo entre medio ambiente-agua y agua-tubería para el sumidero de calor, además, de no haber pérdidas de calor entre los tubos y el medio ambiente (aire).

El uso de la mezcla LiBr-H<sub>2</sub>O para realizar los cálculos se justifica porque esta mezcla es una de los tri-refrigerantes utilizados comúnmente, la más exigente en cuanto a temperaturas, presión y materiales (debido a las propiedades corrosivas del LiBr con el cobre y el acero), y por condiciones del diseño, siempre se selecciona el caso más extremo, [06].

#### **4.2. PROCESO DE CÁLCULOS PARA EL SISTEMA EN ESTA INVESTIGACIÓN.**

El proceso de cálculos para el sistema de refrigeración, requiere lo siguiente:

- ✓ Primera etapa, la definición de cada proceso que tiene el equipo de refrigeración.
- ✓ Segunda etapa, la definición de los requerimientos del sistema, es decir la cantidad de calor a retirar para la cual se está diseñando el equipo.
- ✓ Tercera etapa, los cálculos subsecuentes del proceso, se basan principalmente en el dato anterior, con el que se calculará los flujos volumétricos del refrigerante (H<sub>2</sub>O) y del absorbente o solución (LiBr), las dimensiones del absorbedor, del generador, del evaporador, del condensador, etc. Es por esto que la elección de la potencia de enfriamiento del equipo es muy importante que esté dentro de los límites racionales para un equipo de refrigeración para una unidad residencial.

La potencia de refrigeración del equipo es establecida en 3 T.R., esta potencia corresponderá a la cantidad de calor por unidad de tiempo que se debe retirar de un volumen de agua en litros para enfriarlo desde 13°C (55°F) hasta 4°C (40°F) en un cierto tiempo determinado.

#### **4.3. CICLO DEL BROMURO DE LITIO – AGUA (LiBr-H<sub>2</sub>O).**

Esta mezcla se utiliza mucho en los sistemas de aire acondicionado y por lo tanto su principal uso es en el acondicionamiento calorífico de viviendas y edificios. Las temperaturas que se puede obtener en el evaporador no pueden estar por debajo de los 4°C debido a que en este caso el fluido refrigerante es el agua y el

absorbedor el bromuro de litio. El punto de ebullición normal del agua es de 100°C y su calor de vaporización de 972 BTU/Lb. Las temperaturas requeridas en el generador para separar el agua de la solución concentrada son de alrededor de los 100°C, por lo que el uso de colectores planos se da sin ningún problema, [06].

#### **4.3.1. Definición de absorción.**

Absorción es la capacidad que tiene una sustancia de captar y mantener dentro de sí a otra sustancia relativamente a bajas presiones y temperaturas. En la refrigeración por absorción, se aprovecha la propiedad de una sustancia líquida de absorber dentro de sí a un gas, este gas puede ser liberado al entregar a la solución (mezcla binaria) energía térmica, aumentando su temperatura y presión, la sustancia líquida absorbente más el gas (refrigerante) da origen a una mezcla binaria.

#### **4.3.2. Fundamento del ciclo de absorción.**

Los ciclos para convertir calor en refrigeración, están clasificados en intermitentes y continuos. En los intermitentes, el calor y el frío son aplicados alternativamente a la solución que contiene el medio refrigerante, produciendo cambio en la solubilidad del soluto con la temperatura, para que se pueda generar el gas a suficiente presión como para licuarse. Para esto se usa agua de enfriamiento y un intercambiador de calor. No necesita bombas para su funcionamiento y es por lo tanto útil para lugares donde no hay energía eléctrica. En cambio en un ciclo continuo se usan bombas para presurizar la solución que contiene el gas absorbido, de tal forma que cuando se aplique calor a la solución, el gas sale a la suficiente presión, como para ser licuado en un condensador.

Un sin número de gases de trabajo se pueden usar en un sistema de refrigeración por absorción de gas, pero el más usado en aplicaciones solares es el que usa agua como refrigerante y el Bromuro de Litio como soluto. El Bromuro de litio sólido es higroscópico, formando una salmuera en la cual el contenido de agua puede variar con la temperatura.

Antes de discutir el ciclo de refrigeración por absorción hay que definir los siguientes términos:

- ✓ **Absorbente:** Es una sustancia capaz de tomar dentro de sí y de retener la humedad de la atmosfera.
- ✓ **Absorbedor:** Es el recipiente que contiene el líquido para absorber vapor refrigerante.
- ✓ **Generador o Concentrador:** Es el recipiente que contiene una solución de absorbente y refrigerante al cual se le suministra calor para evaporar el refrigerante.
- ✓ **Solución concentrada:** Es la solución con alta concentración de absorbente y solo una pequeña cantidad de refrigerante.
- ✓ **Solución diluida:** Es la solución absorbente diluida en una gran cantidad de refrigerante.
- ✓ **Condensador:** Es el recipiente en el cual el refrigerante vaporizado es licuado por remoción de calor.
- ✓ **Evaporador:** Es el recipiente en el cual el refrigerante es evaporado para producir el efecto refrigerante.
- ✓ **Intercambiador de calor:** Es el dispositivo utilizado para transferir calor entre dos fluidos separados físicamente.
- ✓ **Calor de condensación:** Es el calor rechazado cuando el vapor se condensa hasta convertirse en líquido.
- ✓ **Calor de dilución:** Es el calor rechazado cuando se mezclan dos líquidos, llamado también calor de absorción, ya que un líquido puede absorber a otro en el proceso de mezcla.
- ✓ **Calor sensible:** Es el calor usado para elevar o bajar la temperatura de la sustancia.
- ✓ **La ausencia de fase solida:** El refrigerante y el absorbente no deben formar una fase solida por encima del rango de la composición y de la temperatura a la que se sujetara. La formación de sólidos puede detener el flujo y causara problemas en el equipo.

Básicamente, no hay diferencia entre el ciclo de absorción y el de compresión de vapor, ambas máquinas aceptan calor para evaporar un refrigerante a bajas presiones en el evaporador, creando el efecto de enfriamiento, y también condensan vapor refrigerante a alta presión y temperatura en el condensador.

En ambos casos la capacidad de la máquina depende de la presión existente en el evaporador ya que esta determina la temperatura de evaporación. En sistemas de compresión mecánica el vapor formado cuando el refrigerante líquido absorbe calor para proveer el efecto refrigerante es llevado a una zona de baja presión debido al movimiento mecánico de los pistones. En la máquina de absorción, también se lleva el vapor a una zona de baja presión, pero esta zona se crea controlando la temperatura y concentración de la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O.

En un sistema de compresión el vapor se comprime y mueve mecánicamente desde el lado de baja presión al de alta presión del sistema. En el sistema de absorción el vapor primero es condensado y mezclado con la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O, para luego ser bombeado a la zona de alta presión y aquí se aplica calor.

El calor hace hervir la solución apartando el vapor refrigerante a una presión elevada. “Es por lo tanto evidente que exactamente la misma función de tomar vapor refrigerante a baja presión del evaporador y enviarlo a alta presión en el condensador es llevada a cabo en los dos ciclo de compresión y absorción, la única diferencia está en la forma de transporte del vapor de la zona de baja a la de alta presión”, [06].

#### **4.4. PROPIEDADES ELEMENTALES DE LAS MEZCLAS BINARIAS.**

Las mezclas se forman mediante dos o más sustancias puras pudiendo ser homogéneas o heterogéneas. La mezcla homogénea es uniforme en su composición sin importar cuán pequeñas sean las partículas las diferentes propiedades, como densidad, presión y temperatura, son uniformes en toda mezcla, no pueden ser separados sus constituyentes por medios mecánicos



puros, como decantación o centrifugación. La mezcla heterogénea no es uniforme en su composición, puede ser separada por medios mecánicos ordinarios.

El estado termodinámico de una mezcla no puede determinarse solo por presión y temperatura como puede hacerse con una sustancia pura. Para el tratamiento general de las mezclas binarias se considerara la composición cuantitativa en función de la concentración ( $X$ ) que es la masa de una constituyente arbitraria dividida por la masa de mezcla. Conociendo la presión, temperatura y concentración, podemos establecer el estado termodinámico de la mezcla.

La miscibilidad de la mezcla es afectada por la temperatura. Dos fenómenos importantes que ocurren al mezclar dos líquidos son el cambio de volumen y la temperatura de los constituyentes durante la mezcla, [02].

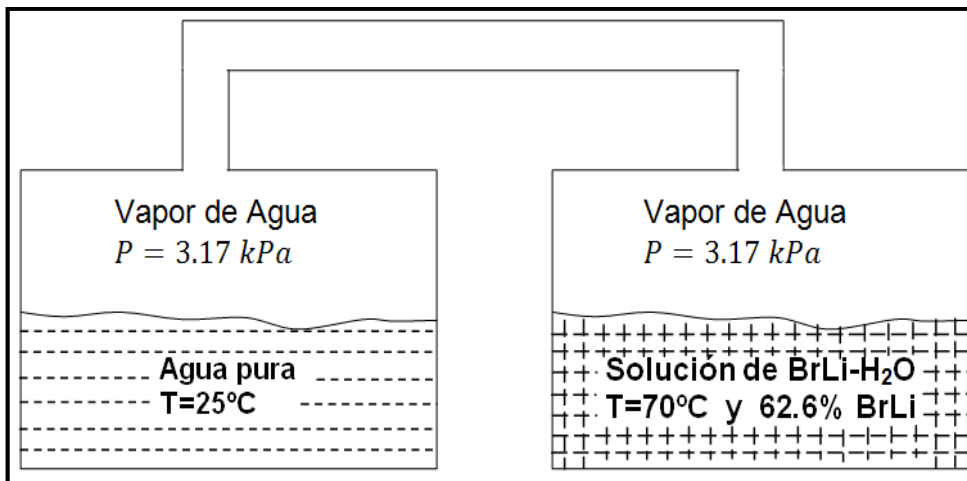
**Las propiedades de la solución están expresadas en los diagramas de temperatura–presión–concentración (T-P-X) y en los diagramas de entalpia–concentración (h-X).**



#### 4.5. DIAGRAMA DE TEMPERATURA, PRESIÓN Y CONCENTRACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DE LiBr-H<sub>2</sub>O.

El Bromuro de litio es una sal sólida en forma de cristales. En presencia del vapor de agua, puede absorber el vapor y convertirse en una solución líquida. La temperatura y la concentración de la solución alteran la presión de vapor de agua.

Para explicar esto se evidencia un ejemplo en la siguiente Figura 05:



**Figura 05:** Ejemplo de la temperatura, presión y concentración, [02].

Explicación de este ejemplo: Estos dos recipientes conectados, uno con la solución LiBr-H<sub>2</sub>O y otra con agua pura, cada líquido ejercerá una presión de vapor de agua. En equilibrio la presión de vapor de agua ejercida por ambos líquidos sería igual. Si la temperatura del agua pura es de 25°C, la presión de vapor es de 3,17 kPa y a la misma presión de vapor será desarrollada por la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O a una temperatura de 70°C y una concentración del  $X=62,6\%$  de LiBr en base a la masa. Algunas otras combinaciones de temperatura y concentración para la solución también proveerán 3,17 kPa, [02].

La Figura 06 muestra un diagrama de **temperatura-presión-concentración** (T-P-X) para la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O. Este diagrama es útil para el cálculo de flujo másico en el ciclo de absorción como se verá más adelante.

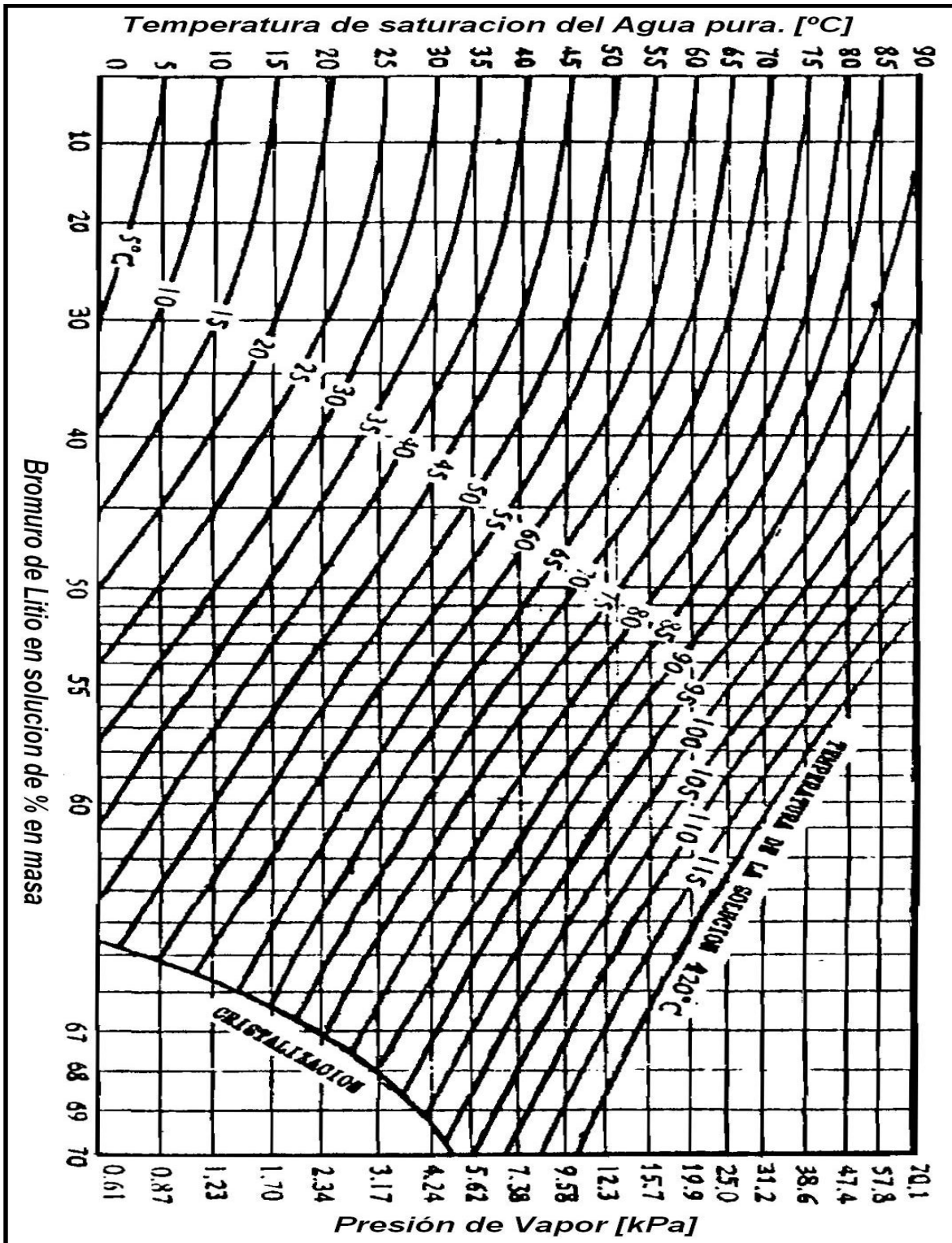
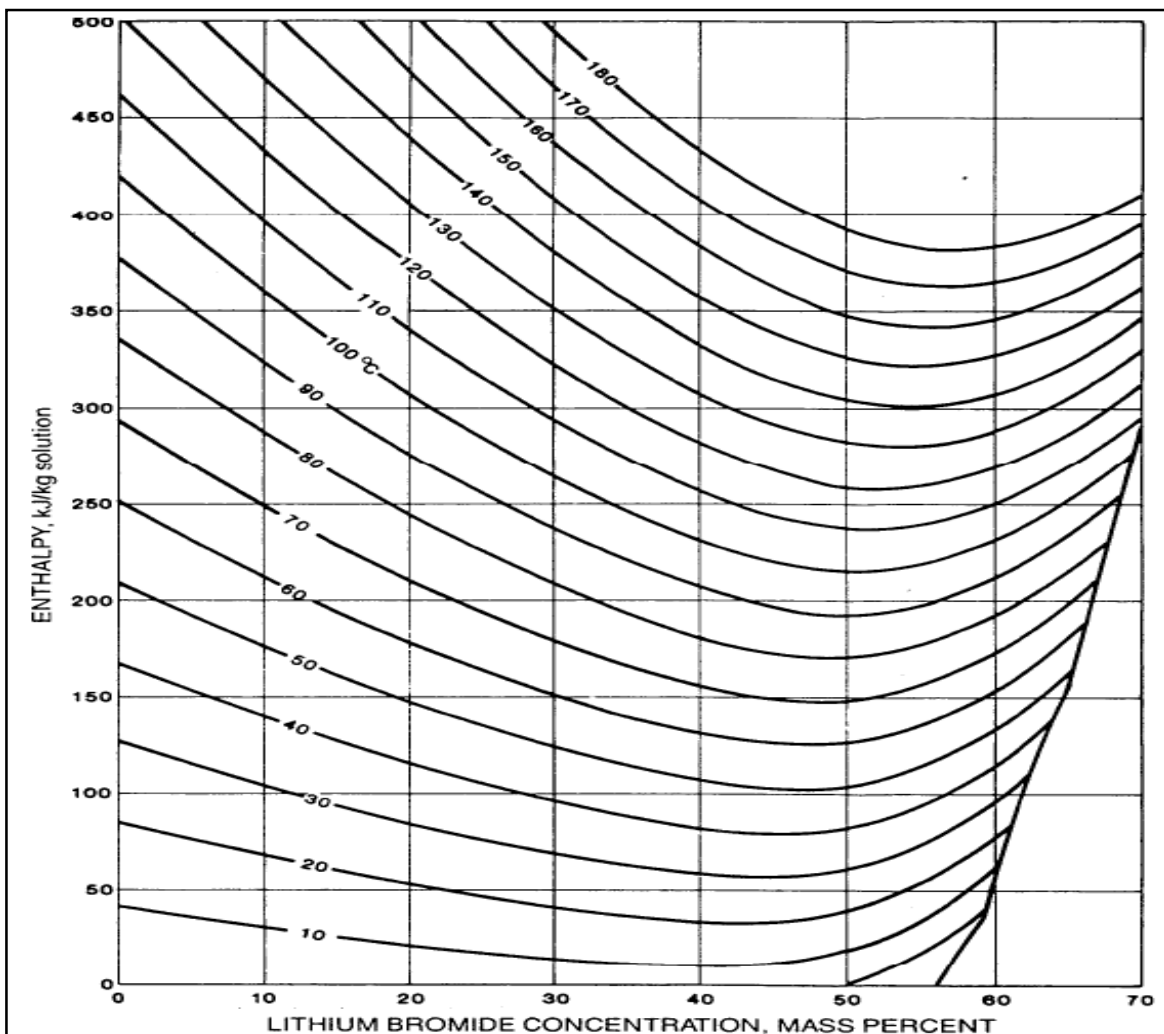


Figura 06: Diagrama de T, P y X, para soluciones saturadas de LiBr-H<sub>2</sub>O, [02].

#### 4.6. DIAGRAMA DE ENTALPIA–CONCENTRACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DE LiBr-H<sub>2</sub>O.

Los datos de entalpia de la sustancia de trabajo deben estar disponibles para el análisis del funcionamiento térmico del ciclo. El agua en forma líquida o de vapor fluye hacia adentro y afuera del condensador y evaporador, por lo tanto la entalpia en estos puntos se puede determinar en la tabla de vapor, [02].

La Figura 07 presenta el diagrama de **entalpia–concentración** (h-X) para la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O.



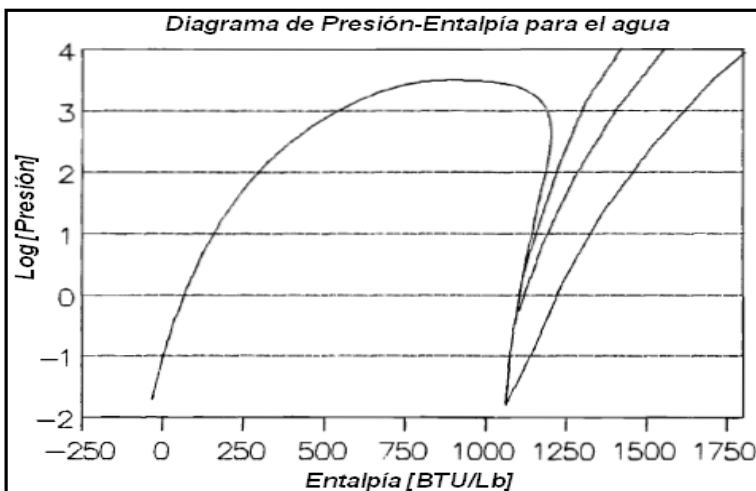
**Figura 07:** Diagrama de entalpia–concentración de LiBr-H<sub>2</sub>O, [02].

En el generador y absorbedor, la entalpia de la solución es una función de la temperatura y de la concentración.

El diagrama de **entalpia–concentración** (h-X) para la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O, y es aplicable a soluciones saturadas o sub-enfriadas basándose en el 0 entalpia del agua a 0°C en el estado líquido y en el 0 entalpia del LiBr a 25°C. El cero entalpías para el agua en la solución es la misma que tendría en las tablas de vapor convencionales y se pueden usar ambas conjuntamente, [02].

#### 4.7. DIAGRAMA DE PRESIÓN-ENTALPIA PARA EL CICLO DE ABSORCIÓN.

En este caso que **el refrigerante es agua pura**, es necesario el diagrama P-h para el agua a baja presión, para entender el ciclo de absorción. Debido a que este diagrama no se encuentra en los libros de termodinámica ni en los manuales de fundamentos de refrigeración, se ha tenido que elaborarlo a partir de los datos tomados de la tabla de vapor, enfatizando en la zona de baja presión para el diagrama. (Ver la figura 08), [06].



**Figura 08:** Diagrama de presión-entalpia para el agua. [06].

Para este caso que es agua, en los libros de termodinámica están tabulada estos diagramas para nuestro caso utilizaremos las tablas.

## 5. PROCESO DE CÁLCULOS PARA EL SISTEMA.

### 5.1. CICLO INVERTIDO DE CARNOT.

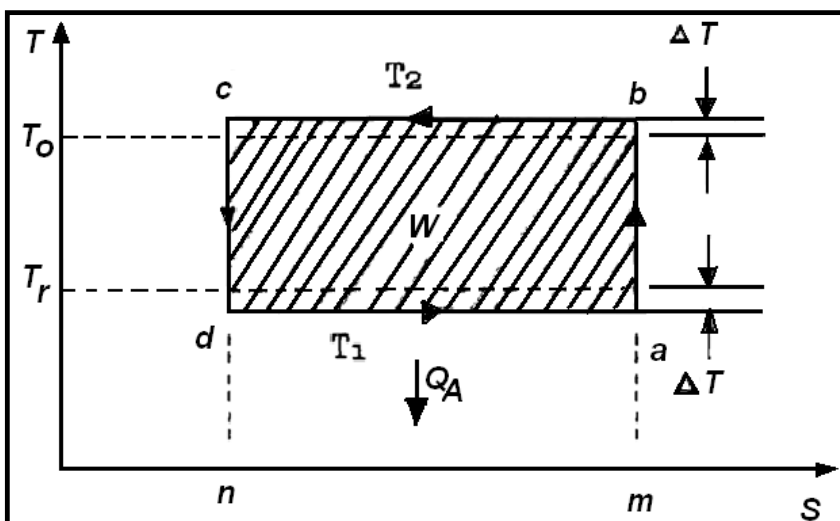
El ciclo invertido de Carnot es un ciclo reversible de refrigeración, que aunque es ideal el concepto termodinámico es muy útil por lo que tiene dos características muy importantes, [03]:

- ✓ Ningún ciclo de refrigeración tiene más alto coeficiente de funcionamiento (COP) que el de Carnot, operando entre las mismas temperatura de fuente y sumidero.
- ✓ Todos los ciclos de refrigeración reversibles que operan entre las mismas temperaturas de fuente y sumidero tienen los mismos COP.

**El coeficiente de funcionamiento** (*Coefficient Of Performance, COP*) es, [03]:

$$COP = \frac{\text{Refrigeración}}{\text{Trabajo realizado}} = \frac{Q_A}{W} \quad (01)$$

En la Figura 09 muestra el ciclo invertido de Carnot que consiste en dos procesos isotérmicos y dos isentrópicos.



**Figura 09:** Ciclo invertido de Carnot, [03].

En un ciclo utilizado para refrigeración, el refrigerante es comprimido isentrópicamente desde **ab** y desde una temperatura de enfriamiento  $T_1$  a una

~ 53 ~



temperatura  $T_2$  en un poco menor que la temperatura de un sumidero natural  $T_0$ . El refrigerante luego descarga calor a la temperatura constante  $T_2$  a lo largo de **bc**. En el estado c existe una expansión isentrópica desde **cd** bajando la temperatura a  $T_1$  que es menor que la temperatura de la habitación refrigerada  $T_r$ , el refrigerante recibe el calor a lo largo de la ruta **da** desde donde se repite el ciclo, [03].

**El trabajo realizado en el ciclo es:**

$$W = (T_2 - T_1)(\Delta S) \quad (02)$$

Dónde:

$$\Delta S = S_a - S_d = S_b - S_c \quad (03)$$

Debido a que lo que se espera del ciclo de la refrigeración es el efecto refrigerante, el calor añadido al sistema desde el cuarto frío que es el área dentro del perímetro **ndam**.

**El calor añadido al sistema es:**

$$Q_A = T_1 * \Delta S = T_1 (S_a - S_d) \quad (04)$$

**El coeficiente de funcionamiento es:**

$$COP = \frac{\text{Refrigeración}}{\text{Trabajo realizado}} = \frac{Q_A}{W} \quad (05)$$

**En forma general**, para un ciclo de Carnot es:

$$COP = \frac{Q_A}{W} = \frac{T_1 (S_a - S_d)}{(T_2 - T_1)(S_a - S_d)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (06)$$

**Este valor de COP es el valor más alto posible para todos los ciclos que operan entre las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$ . Ciclos irreversibles ideales tendrán menor valor de COP.**

## 5.2. COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO (COP).

El concepto de COP (*Coefficient Of Performance*) en refrigeración, es sinónimo de Eficiencia Energética en el evaporador. El COP se define “oficialmente” como: “**La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración (ASHRAE: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers)**”. En este cómputo no se incluyen los consumos auxiliares de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de bombas y ventiladores, [02].

En el **COP o el rendimiento del ciclo** hay que considerar el aporte de calor en el generador, se desprecia la energía mecánica (bombas y ventiladores).

$$COP_{Ciclo\ Abs} = \frac{\text{Efecto del refrigerante}}{\text{Entrada de calor}} = \frac{T_{Evap}}{T_{Cond} - T_{Evap}} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Gen}} \quad (07)$$

El **rendimiento total** es el de la producción del frío por el de la de calor.

$$\eta_{Frio\ Abs} = \eta_{Abs} * \eta_{Carnot} = \left( \frac{T_{Evap}}{T_{Cond} - T_{Evap}} \right) \left( \frac{T_{Gen} - T_{Cond}}{T_{Gen}} \right) \text{ con } [T \equiv K] \quad (08)$$

Si la temperatura aumenta en el generador aumenta la eficiencia.

Si la temperatura aumenta en el condensador y absorbedor disminuye la eficiencia.

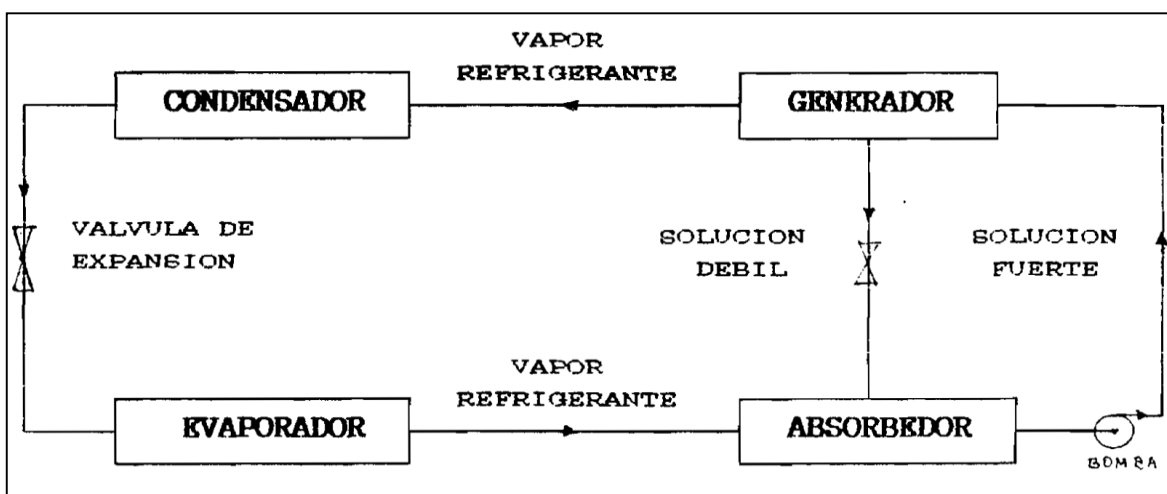
Los COP's esperables en los ciclos de absorción son también muy bajos comparados con los de los ciclos de compresión mecánica. En máquinas de absorción de una etapa y con bromuro de litio, no superan un COP's de 0,70, en máquinas de doble etapas se alcanzan valores que pueden ser hasta 1,5 veces a los esperables en una etapa, es decir de hasta 1,20 esto significa que las máquinas de doble etapa aprovechan mejor la energía que las de etapa simple. Actualmente, las máquinas de absorción comerciales de LiBr-H<sub>2</sub>O y de simple efecto tienen un COP en condiciones nominales de 0,65 a 0,75 aproximadamente, [02].

Por el contrario en los equipos de compresión mecánica de gran cantidad de volumen como los compresores centrífugos y de tornillo que se consiguen en la actualidad con un rendimientos frigoríficos entre 4,5 a 5,5 kW/kW (COP's en el evaporador de 4,5 a 5,5). A igualdad de costo de las energías consumibles, estas diferencias tan espectaculares habrían convertido a las máquinas de absorción, hace mucho tiempo, en piezas de museo o "curiosidades tecnológicas", [02].

### 5.3. PROCESOS Y OPERACIÓN DE EQUIPOS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

#### 5.3.1. Ciclo de absorción sin intercambiador de calor.

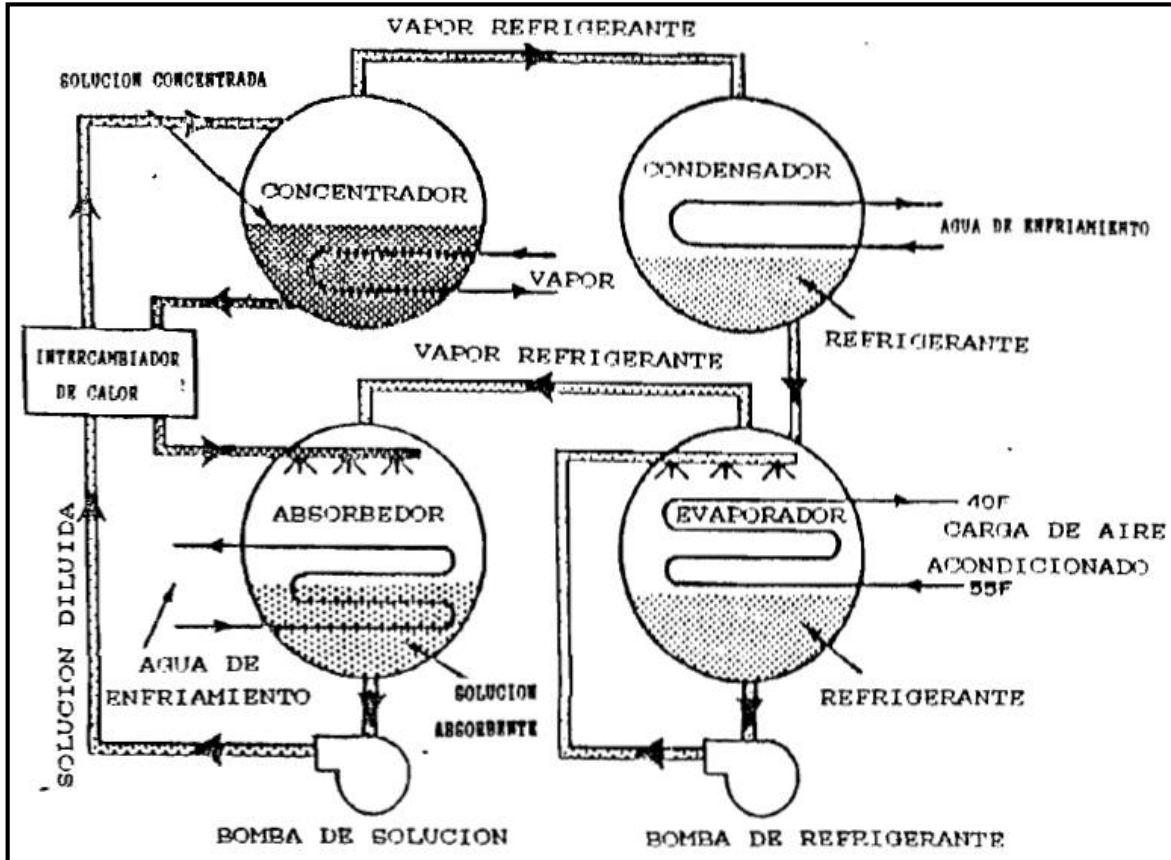
La Figura 10 muestra un esquema de un ciclo teórico de absorción con una solución LiBr-H<sub>2</sub>O. El absorbente no se vaporiza en el generador y solamente el refrigerante fluye a través del condensador y el evaporador. El vapor que abandona el evaporador es absorbido por la solución débil en el absorbedor, donde la mezcla rechaza calor. La solución enriquecida con el refrigerante es bombeada a alta presión al generador, aquí el vapor refrigerante abandona la solución por el calor ganando mientras la solución débil retorna al absorbedor haciendo pasar por un intercambiador de calor, [02].



**Figura 10:** Esquema del ciclo teórico de absorción con una solución LiBr-H<sub>2</sub>O, [02].



Las Figuras 11 y 12 se representan unos esquemas más ilustrativos real, donde se muestran las relaciones entre los principales componentes del ciclo de absorción.



**Figura 11:** Esquema general de los componentes del ciclo de absorción. [02].

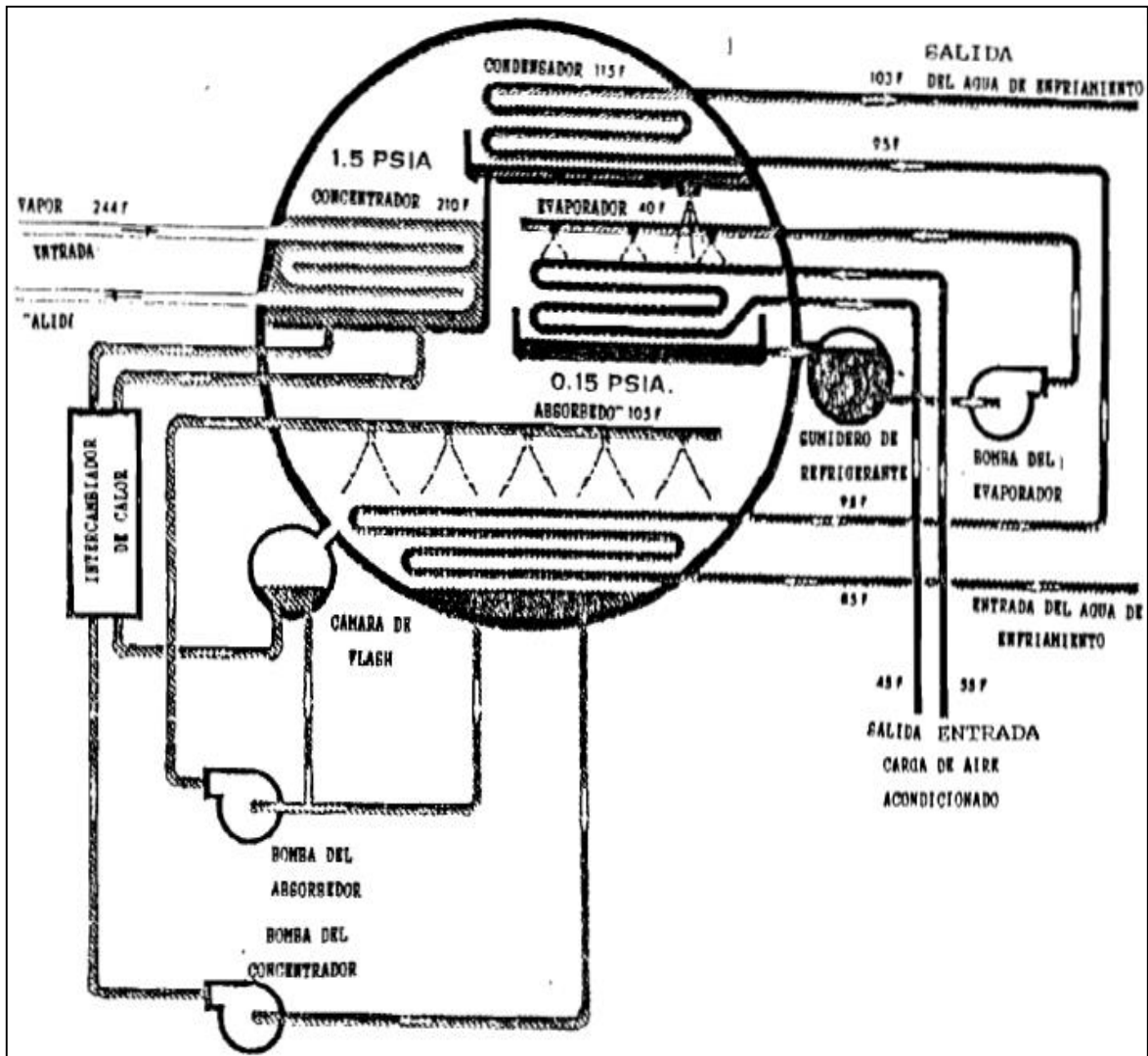
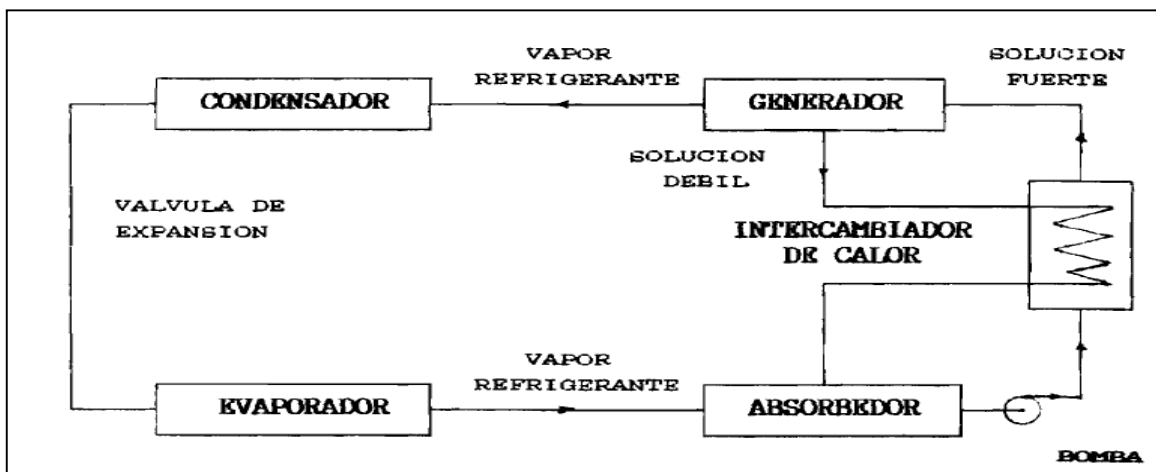


Figura 12: Esquema de flujo en una unidad de absorción de un solo paquete. [02].

### 5.3.2. Ciclo de absorción con intercambiador de calor.

El intercambiador de calor recuperativo no es más que un interenfriador que transfiere calor entre la solución caliente que abandona el generador y la solución de menor temperatura que sale del absorbedor, disminuyendo así los requerimientos de energía de todo el ciclo, y aumentando su eficiencia, también disminuye el calor que tiene que ser removido por el agua en enfriamiento en el absorbedor, [02].

En la Figura 13 se incluye un intercambiador de calor al ciclo antes explicado.



**Figura 13:** Esquema de un ciclo teórico de absorción con intercambiador de calor recuperativo para una solución de LiBr-H<sub>2</sub>O, [02].

En el **COP** o el **rendimiento del ciclo** hay que considerar el aporte de calor en el generador, se desprecia la energía mecánica (bombas y ventiladores), [02].

$$(COP)_{Ciclo\ Abs} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} \approx \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Gen}} \quad (09)$$

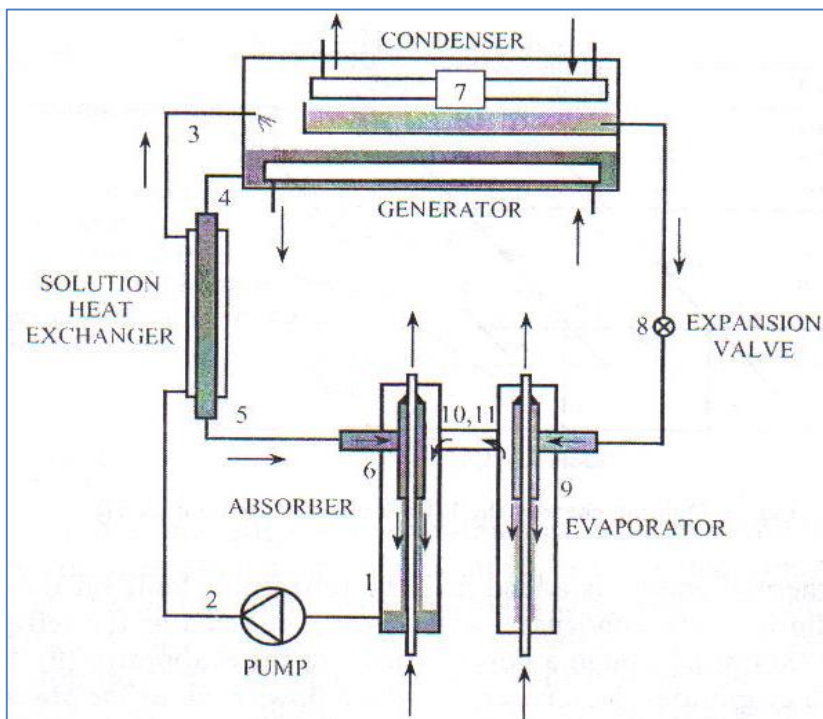
Para este caso el diseño se escogera un ciclo o sistema con intercambiador de calor recuperativo para disminuir así los requerimientos de energía de todo el sistema, y aumentar la eficiencia de todo el equipo.

## 6. REFRIGERACIÓN CON BROMURO DE LITIO-AGUA.

“Estos equipos son clasificados por el método de entrada de calor al generador primario y si el ciclo de absorción es simple o de múltiples efectos. La tecnología del efecto simple de absorción proporciona un coeficiente de refrigeración máximo (COP) de aproximadamente 0,70 y opera con el calor entre las temperaturas en el rango de 75°C a 120°C. La tecnología de efecto múltiple da un alto COP's pero sólo puede utilizarse cuando las altas temperaturas del calor fuentes están disponibles”.

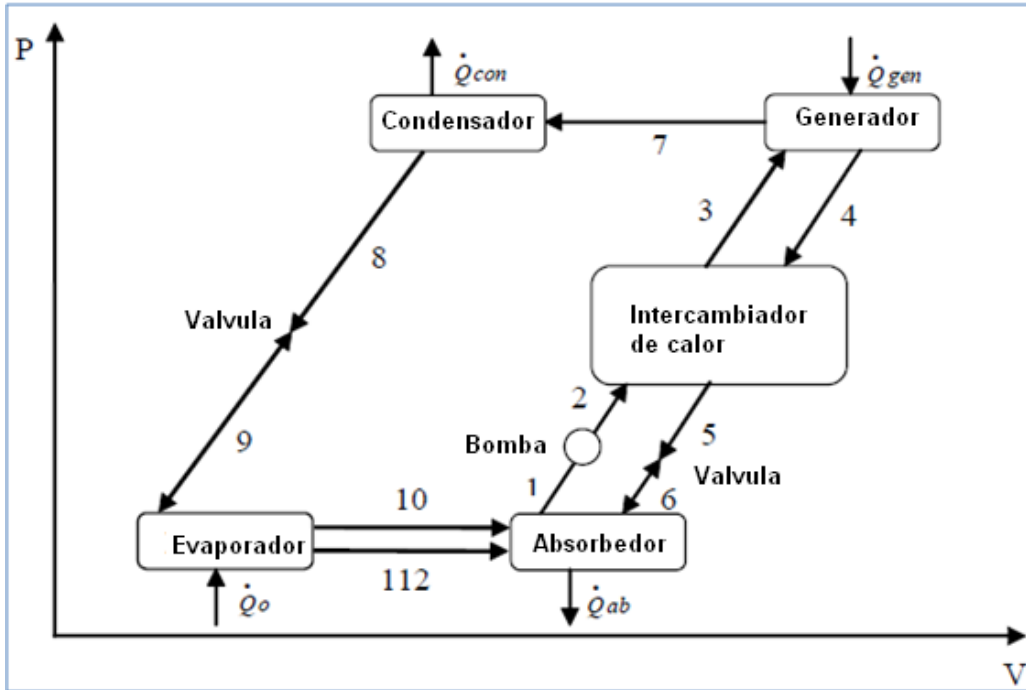
Debe notarse que el refrigerante en el ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O es el agua y el LiBr actúa como el absorbente que absorbe el vapor del agua desde el evaporador, mientras así se está bombeando más fácil el absorbente al generador.

En la Figura 14 se ilustra el ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O de simple efecto, y su representación esquemática en un diagrama de Presión vs Temperatura se ilustra en la Figura 15, [02].



**Figura 14:** Ciclo de absorción de LiBr-H<sub>2</sub>O, de simple efecto. [02].

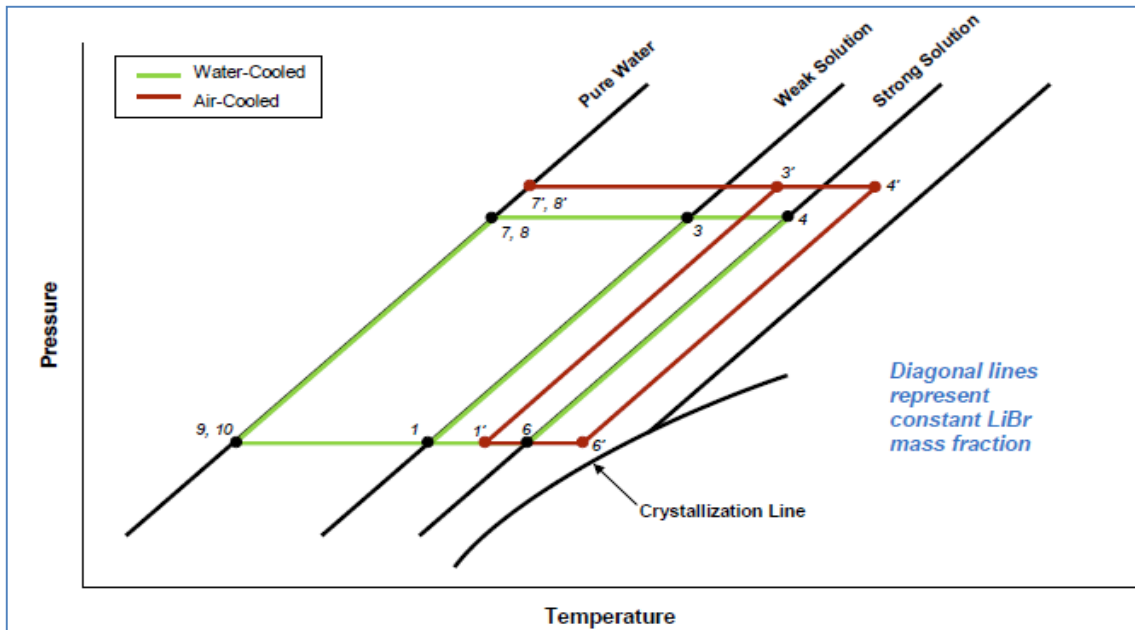
Con la referencia al sistema de la enumeración mostrada en la Figura 15, al punto (1) la solución es rica en el refrigerante y una bomba, (2) las fuerzas del líquido a través de un intercambiador de calor al generador, (3) la temperatura de la solución en el cambiador de calor se aumenta, [02].



**Figura 15:** Sistema de refrigeración para un ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O [02].

La Figura 16 se representa el procedimiento que también puede presentarse en las cartas de líneas diagonales. Esta carta es un gráfico de la presión vs temperatura dónde las líneas diagonales representan la solución de LiBr constante en fracción de masa, con la línea del agua pura a la izquierda y la línea de la cristalización al derecho, [02].





**Figura 16:** Carta de líneas diagonales del ciclo de absorción de LiBr-H<sub>2</sub>O, [02].

En el generador, la energía térmica se agrega y el refrigerante hierve por fuera de la solución. El vapor del refrigerante (7) los flujos al condensador, dónde el calor es rechazado como refrigerante condensado. El líquido comprimido (8) los flujos a través de un restrictor de flujo al evaporador (9). En el evaporador, el calor de la carga evapora el refrigerante que fluye a través del absorbente (10). Una porción pequeña del refrigerante sale del evaporador como líquido por efecto inesperado (11). A la salida del generador (4), el fluido consiste en una solución absorbente-refrigerante que se refresca en el intercambiador de calor. De los puntos (6)-(1), la solución absorbe el vapor del refrigerante del evaporador y desecha calor a través de un intercambiador de calor.

### 6.1. DISEÑO DEL CICLO DE SIMPLE EFECTO DE ABSORCIÓN CON BROMURO DE LITIO-AGUA.

Para realizar las estimaciones de un equipo que se clasifica según el tamaño y la evaluación del simple efecto de funcionamiento en un ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O para la refrigeración por absorción, se deben tener unas consideraciones y suposiciones básicas para unos valores de entrada, [06].

Con la referencia a las Figuras 14, 15 y 16, las suposiciones básicas son:

- ✓ El refrigerante primario en estado estable es el agua pura.
- ✓ No hay presión que cambia o no son tan significativo, excepto a través de los restrictores de flujo y las bombas.
- ✓ Los puntos 01, 04, 09 y 12, hay sólo líquido saturado, para el punto 10 se concentra un 3% del vapor saturado, ésta fracción es debido por el cambio de temperatura que hay en el líquido saturado primario.
- ✓ El punto 08, hay sólo vapor saturado de agua a baja presión.
- ✓ Los restrictores de flujo son adiabáticos (válvulas de expansión).
- ✓ “Las bombas tienen funcionamiento isentrópicos.”
- ✓ No hay ninguna pérdida de calor por la coraza por ser herméticamente.

Los parámetros para el diseño considerados se listan en la siguiente tabla. Los parámetros de diseño para un simple efecto del ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O para la refrigeración por absorción.

**Tabla 02:** Parámetros de diseño, [Autor] y [06].

Parámetros	Símbolo	Valor
La capacidad o la carga del aire acondicionado.	$\dot{Q}_E$	3 TR
Temperatura de salida del vapor en el evaporador.	T <sub>08</sub>	4°C
Temperatura de salida de la solución en el generador.	T <sub>04</sub>	94°C
Fracción de masa de la solución débil.	X <sub>01</sub>	55%LiBr
Fracción de masa de la solución fuerte.	X <sub>04</sub>	60%LiBr
Temperatura de salida en el intercambiador de calor.	T <sub>03</sub>	65°C
Temperatura de salida del vapor de agua del generador	T <sub>07</sub>	90°C
Porcentaje de vapor concentrado en el evaporador	$\dot{m}_{10}$	3% $\dot{m}_{08}$

## 6.2. DESCRIPCIÓN Y CÁLCULOS DE VARIABLES EN CADA PROCESO.

### 6.2.1. Proceso de evaporación.

Este equipo es un intercambiador de calor en el cual el refrigerante cambia de fase y enfría el espacio a refrigerar. La salida del evaporador es un vapor ligeramente sobrecalentado que se alimenta en cantidades pequeñas para asegurar la vaporización completa al final del equipo.

El refrigerante primario se dirige al evaporador, pero antes debe pasar por la válvula de expansión para reducir su presión lo necesario para que se produzca la evaporación a la temperatura correcta. Aquí de nuevo hay que hacer distinciones según se use un refrigerante u otro. En el caso del vapor de agua, la diferencia de presiones para las temperaturas típicas de funcionamiento de una máquina de absorción es pequeña, por lo que con un dispositivo que produzca una pequeña pérdida de carga (como una trampa de líquido) es suficiente.

Tras disminuir su presión, el refrigerante llega al evaporador. En él, el refrigerante se evapora tomando la energía necesaria de otra corriente (propilenglicol) que circula por el lado de los tubos, produciéndose en dicha corriente el efecto frigorífico. Es importante indicar la necesidad de que no se produzca arrastre de absorbente, ya que modificaría la presión de trabajo en el evaporador y porque además se podría producir cristalización de la sal de bromuro de litio.

El líquido refrigerante principal ( $H_2O$ ) fluye hacia un reservorio montado a un lado de la coraza. La bomba del evaporador toma el refrigerante principal del reservorio y lo envía en forma de *spray* al serpentín (tubos concéntricos) del líquido refrigerante secundario. El *spray* provee un mayor coeficiente de transferencia de calor entre el refrigerante secundario propilenglicol que va por el interior de los tubos y el refrigerante principal que va por el exterior de ellos, como si los tubos estuvieran simplemente sumergidos dentro del refrigerante. De esta forma se mejora la remoción de calor desde el refrigerante primario para el enfriamiento y evaporando el refrigerante secundario, [02].

El líquido refrigerante secundario es propilenglicol desde la unidad del aire acondicionado regresa a  $13^{\circ}C$  ( $55^{\circ}F$ ) y es enfriado a  $4^{\circ}C$  ( $40^{\circ}F$ ) en el evaporador principal, luego es bombeado a su origen donde vuelve a ganar calor en el espacio a enfriar. La bomba para bombear el agua de enfriamiento es externa a la máquina refrigerante como se ve en las Figuras 15 y 16.

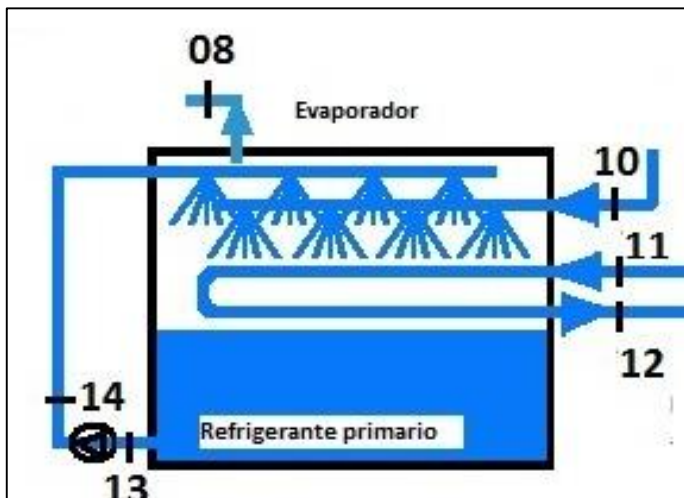


El H<sub>2</sub>O es el refrigerante primario, el propilenglicol (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>O<sub>2</sub>) es el refrigerante secundario y el LiBr es el absorbente ( $T_{Evap} > 0^{\circ}\text{C}$ , entre 4 y 10°C).

**El análisis de los cálculos se realiza a partir del evaporador, ya que se tiene los datos de este equipo como son la potencia o la carga del aire acondicionado (lugar a refrigerar) y la temperatura en éste equipo.**

### 6.2.1.1. Análisis del balance de masa y de energía en la evaporación.

En la Figura 17 se representa esquemáticamente el evaporador del ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O para la refrigeración por absorción.



**Figura 17:** Diagrama de flujos en el evaporador, [Autor].

Por definición del proyecto, el evaporador tiene una capacidad de tres toneladas de refrigeración (3 TR), el refrigerante secundario que es propilenglicol (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>O<sub>2</sub>) (técnicamente glicol) tiene una temperatura de salida ( $T_{12}$ ) de 4°C y una temperatura de entrada al evaporador ( $T_{11}$ ) de 13°C.

Las presiones de saturación en los puntos 11 y 12, se calculada para una curva con la siguiente ecuación, [02]:

$$P = [2 * 10^{-12} * T^6 - 3 * 10^{-9} * T^5 + 2 * 10^{-7} * T^4 + 3 * 10^{-5} * T^3 + 1.4 * 10^{-3} T^2 + 0.0444 * T + 0.6108] \text{ kPa} \quad (09)$$

~ 65 ~

Reemplazando la temperatura de 13°C se obtiene la presión en el punto 11:

$$P_{11} = 1,4951 \text{ kPa}$$

Reemplazando la temperatura de 4°C se obtiene la presión en el punto 12:

$$P_{12} = 0,8128 \text{ kPa}$$

Se da una caída de presión en el refrigerante secundario por la diferencias de temperaturas que se da en la carga del aire acondicionado.

Y las entalpías en los mismos puntos están dada por la siguiente ecuación, [02]:

$$h_g = [-0.00125397T^2 + 1.88060937T + 2500.559] \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (10)$$

Reemplazando la temperatura de 13°C se obtiene la entalpia:  $h_{g,11} = 2524,80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Reemplazando la temperatura de 4°C se obtiene la entalpia:  $h_{g,12} = 2508,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

La entalpia en el punto 09 es determinada del proceso de la estrangulación aplicado al restrictor de flujo del refrigerante primario, lo que produce que las entalpías son iguales  $h_{09} = h_{10}$ .

Para determinar  $h_{09}$ , la presión debe determinarse primero en este punto, lo cual está relacionado con el punto 07, donde el generador y el condensador están a la misma presión, la fracción de masa de la solución del LiBr fuerte está a 60% y la temperatura ( $T_{04}$ ) del estado saturado y se asume que es de 94°C en la solución de LiBr, dando una presión de saturación, ésta se encuentra en las curvas del diagrama de T-P-X, para soluciones saturadas de LiBr-H<sub>2</sub>O, Figura 06, [02]:

Con X=60% y  $T_{04, \text{LiBr}} = 94^\circ\text{C}$  se encuentra que la presión es:  $P_{04} = 12,30 \text{ kPa}$

Y la entalpia en el mismo punto, se calcula con la ecuación de curvas, [02].

$$h = 38.62 + 1.93 * T + 2.70 * 10^{-5} * T^2 \quad (11)$$

Con temperatura de 94°C en la solución de LiBr se obtiene:

$$h_{04} = 220,28 \frac{kJ}{kg}$$

Ahora en las siguientes tablas, considerando que la presión en el punto 04 es igual que en el punto 07 y además el punto 09, entonces:  $h_{09} = h_{10}$ , de las tablas de presión para el agua saturada, [03] se obtiene:

**Tabla 03:** Datos de tablas, [Autor] y [03].

Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
10,00	45,81	191,81
12,30	$T_{09}$	$h_{09}$
15,00	53,97	225,94

Interpolando con los datos de la tabla 03 se obtiene la temperatura:  $T_{09} = 49,6^{\circ}C$

Interpolando con los datos de la tabla 03 se obtiene la entalpia:  $h_{f,09} = 207,51 \frac{kJ}{kg}$

Para el punto 08 hay vapor de agua saturado, por lo cual se determina a partir de la tabla de temperaturas para el vapor de agua a una temperatura de 4°C.

**Tabla 04:** Datos de tablas, [Autor] y [03].

Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
0,6113	0,01	2501,4
$P_{08}$	4,00	$h_{08} = h_g$
0,8721	5,00	2510,6

Interpolando los datos de la tabla 04 se obtiene la presión y la entalpia:

$$P_{08} = 0,8198 \text{ kPa} \quad y \quad h_{g,08} = 2508,76 \frac{kJ}{kg}$$

Una vez que se evalúa las entalpías en los puertos conectados al evaporador y sean conocidas, pueden aplicarse los balances de masa y de energía para encontrar el flujo de masa del refrigerante y la tasa de transferencia de calor en el evaporador.

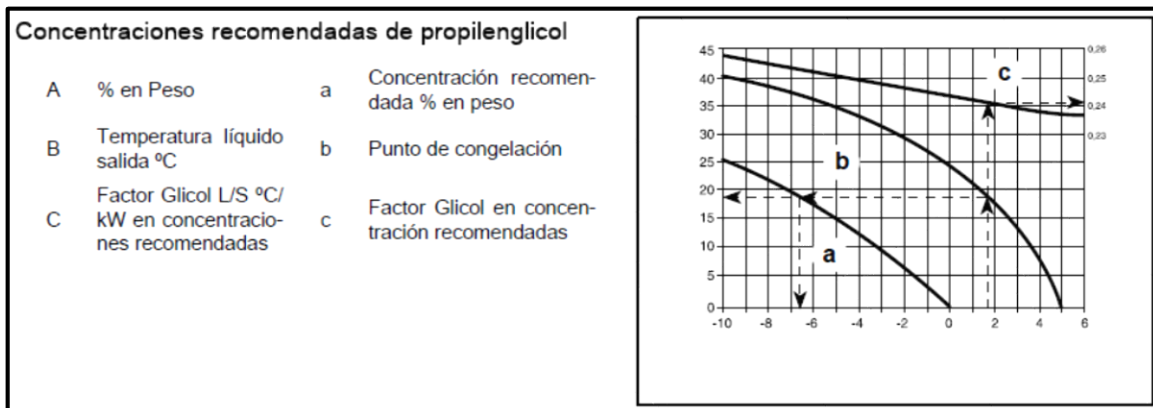
El balance de masa en el evaporador, Figura 17 es:

$$\dot{m}_{10} = 3\% \dot{m}_{08} \quad y \quad \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (12)$$

El balance de energía en el evaporador, Figura 17 es:

$$\dot{Q}_E + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{08} h_{08} + \dot{m}_{12} h_{12} \quad (13)$$

Además el líquido refrigerante secundario es el propilenglicol desde la unidad del aire acondicionado regresa a una temperatura de 13°C y es enfriado a una temperatura de 4°C en el evaporador principal, la carga de aire acondicionado es de 3 TR (10,55 kW) con factor de corrección en el propilenglicol de 0,238 adquirido de tablas, (Figura 18) y donde tiene un volumen específico de 35% (m<sup>3</sup>/kg), [02] se obtiene.



**Figura 18:** Tabla de concentraciones y correcciones de glicol, [02].

$$\text{Capacidad del aire acond} [kW] = \frac{\Delta T [^{\circ}C] * \text{Caudal} \left[ \frac{Lt}{s} \right]}{\text{Factor de glicol}}, \quad (14)$$

$$\text{Donde: } \Delta T [^{\circ}C] = (T_{Ent} - T_{Sal}) [^{\circ}C]$$

$$10,55 \text{ kW} = \frac{(13^{\circ}C - 4^{\circ}C) * \dot{V} \left[ \frac{Lt}{s} \right]}{0,238} \Rightarrow \dot{V} = \frac{10,55 * 0,238}{9} \left[ \frac{Lt}{s} \right] = 0,279 \frac{Lt}{s}$$

$$\dot{V} = 0,279 \frac{Lt}{s}$$

$$\dot{V} = \dot{m} * v \Rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{Glicol} = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{0,279 \frac{Lt}{s} * \left( \frac{m^3}{1000 Lt} \right)}{0,35 m^3/kg} = 0,000797 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{Glicol} = 0,000797 \frac{kg}{s} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = 0,000797 \frac{kg}{s}$$

La potencia producida por el evaporador es:

$$\dot{Q}_E = 3 TR = 10,55 kW \quad y \quad \dot{m}_{10} = 3\% \dot{m}_{08}$$

Se concentra un 3% del vapor saturado, esta fracción es debido por el cambio de temperatura que hay en el vapor saturado por lo tanto los flujos máxicos pueden calcularse.

$$\dot{Q}_E + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{12} h_{11} = \dot{m}_{08} h_{08} + \dot{m}_{12} h_{12}$$

$$\dot{Q}_E + 0,03 \dot{m}_{08} h_{10} + \dot{m}_{12} h_{11} = \dot{m}_{08} h_{08} + \dot{m}_{12} h_{12}$$

$$\dot{m}_{08} = \frac{\dot{Q}_E + \dot{m}_{12} (h_{11} - h_{12})}{h_{08} - 0,03 h_{10}} \quad (16)$$

Donde:

$$\dot{Q}_E = 10,55 kW = 10,55 \frac{kJ}{s}, \quad h_{08} = 2508,76 \frac{kJ}{kg}, \quad h_{09} = h_{10} = 207,51 \frac{kJ}{kg},$$

$$h_{11} = 2524,80 \frac{kJ}{kg} \quad y \quad h_{12} = 2508,06 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = 0,000797 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{08} = \frac{10,55 \frac{kJ}{s} + 0,000797 \frac{kg}{s} (2524,80 - 2508,06) \frac{kJ}{kg}}{(2508,76 - 0,03 * 207,51) \frac{kJ}{kg}} = 0,004221 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{08} = 0,004221 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{10} = 0,03 * \dot{m}_{08} = (0,03 * 0,004221) \frac{kg}{s} = 0,000127 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{10} = 0,000127 \frac{kg}{s}$$

### 6.2.2. Proceso de absorción.

El refrigerante se dirige hacia el absorbedor para cerrar la línea de baja presión. Para ello se ponen en contacto el refrigerante (vapor de agua) y la solución concentrada que proviene del generador. La solución concentrada absorbe el vapor de agua diluyéndose la solución, volviendo a las condiciones de partida. Dicho proceso de mezcla es exotérmico, por lo que es necesario evacuar el calor generado para que dicho calor no eleve la temperatura del absorbedor y se ralentice el proceso de mezcla. Para ello se emplea una corriente auxiliar de agua que evacua dicha energía y posteriormente la disipa en la torre de refrigeración, [02].

Normalmente, es la misma corriente de agua la que se usa para refrigerar el absorbedor y el condensador, primero pasa por el absorbedor, y luego pasa por el condensador.

Una vez se ha producido la mezcla, la bomba se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo (recordemos que hemos producido una pérdida de carga en el paso del condensador al evaporador) e impulsarla hacia el generador.

El vapor refrigerante producido en el evaporador fluye hacia el absorbedor debido a la presión menor existente en la zona que es de baja presión, esta baja presión es causada debido a que la solución de absorbente concentrada (el LiBr) ejerce una fuerza de atracción sobre las moléculas del refrigerante (el vapor de agua). Las moléculas del refrigerante se condensan al ponerse en contacto con las moléculas de la solución absorbente.

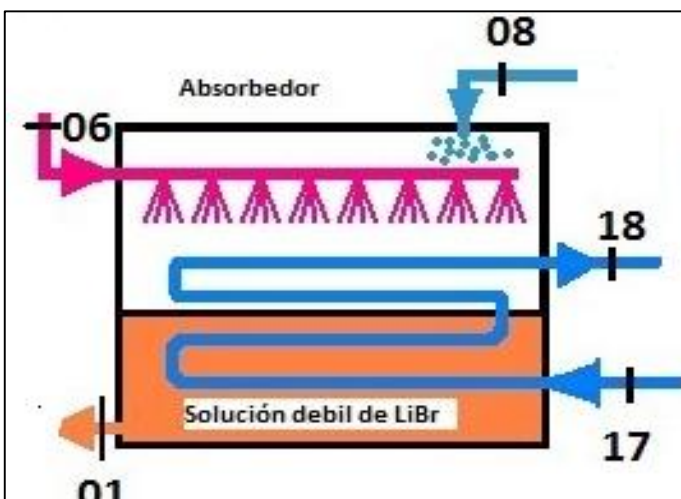
La solución fuerte absorbente es lanzada como *spray* en el absorbedor (serpentín), para exponer una mayor área de la solución a las moléculas de vapor refrigerante, aumentando la velocidad de condensación.

Los gases no condensables que pueden estar presentes en el sistema de refrigeración deben ser removidos para permitir una operación continua en caso contrario la presión en el absorbedor aumentará hasta el punto de que el flujo de vapor refrigerante desde el evaporador se detenga.

Posteriormente la bomba del generador tomara la solución del absorbente al generador completando el ciclo.

#### 6.2.2.1. Análisis del balance de masa y de energía en la absorción.

En la Figura 19 se representa esquemáticamente el absorbedor del ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O para la refrigeración por absorción.



**Figura 19:** Diagrama de flujos en el absorbedor, [Autor].

En el absorbedor hay tres cantidades de calor que son rechazadas:

- ✓ El calor de condensación del vapor hacia la solución con el absorbente.
- ✓ El calor de dilución, ya que el vapor se diluye dentro del absorbente.
- ✓ El calor sensible.

Para remover este calor total y mantener constante la temperatura del absorbedor, la solución fuerte absorbente cae sobre un serpentín de enfriamiento en forma de *spray* en el interior del absorbedor. Si estas tres cantidades de calor no son removidas, la temperatura y la presión del absorbedor se elevarían lo cual el flujo del evaporador se detendría. Después de todo esto la solución del refrigerante y el absorbente caen hasta el fondo de la coraza del absorbedor, [02].

Desde el valor de  $\dot{m}_{08}$  conocido, los balances de masas totales alrededor del absorbente, de la Figura 19 se determina:

$$\dot{m}_{01} = \dot{m}_{06} + \dot{m}_{08} \quad (17)$$

Además la relación de circulación ( $\lambda$ ) se define como la relación del flujo másico de la solución concentrada fuerte con el flujo másico del refrigerante primario ( $H_2O$ ), la relación está dada por la siguiente ecuación.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{LiBr, fuerte}}{\dot{m}_{H_2O, vapor}} \quad (18)$$

A partir del balance de masas para el agua pura:

$$\dot{m}_{08} + (1 - X_{06})\dot{m}_{06} = (1 - X_{01})\dot{m}_{01} \quad (19)$$

Además la relación de circulación:  $\lambda = \frac{\dot{m}_{06}}{\dot{m}_{08}}$

$$\dot{m}_{08} + (1 - X_{06})\dot{m}_{06} = (1 - X_{01})(\dot{m}_{06} + \dot{m}_{08}) \quad \Rightarrow \quad \frac{\dot{m}_{06}}{\dot{m}_{08}} = \frac{X_{01}}{X_{06} - X_{01}}$$



$$\lambda = \frac{X_{01}}{X_{06} - X_{01}} \quad (20)$$

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{06}}{\dot{m}_{08}} \Rightarrow \dot{m}_{06} = \lambda * \dot{m}_{08} = \left( \frac{X_{01}}{X_{06} - X_{01}} \right) \dot{m}_{08}$$

$$\dot{m}_{06} = \left( \frac{X_{01}}{X_{06} - X_{01}} \right) \dot{m}_{08} \quad (21)$$

Donde:

$$\dot{m}_{08} = 0,004221 \frac{kg}{s}$$

$$X_{01} = X_{02} = X_{03} = 55\%$$

$$X_{04} = X_{05} = X_{06} = 60\%$$

$$\dot{m}_{06} = \left( \frac{0,55}{0,60 - 0,55} \right) \left( 0,004221 \frac{kg}{s} \right) = 0,046431 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{06} = 0,046431 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{08} + (1 - X_{06})\dot{m}_{06} = (1 - X_{01})\dot{m}_{01} \Rightarrow \dot{m}_{01} = \frac{\dot{m}_{08} + (1 - X_{06})\dot{m}_{06}}{(1 - X_{01})}$$

$$\dot{m}_{01} = \frac{0,004221 \frac{kg}{s} + (1 - 0,60) * 0,046431 \frac{kg}{s}}{(1 - 0,55)} = 0,050652 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{01} = 0,050652 \frac{kg}{s}$$

La tasa de transferencia de calor en el absorbedor puede determinarse con los valores de entalpía establecida en cada uno de los puntos conectados. En el punto (01), la entalpía es determinada con la fracción de masa de entrada (55%) y la suposición que el estado está en líquido saturado a la misma presión como el

evaporador ( $P_{01} = P_{08} = 0,8198 \text{ kPa}$ ). Con este valor de presión se puede conocer  $h_{01}$ . La entalpía evaluada en el punto 06 es determinada para el modelo de estrangulación que da  $h_{06} = h_{05}$ .

Entonces, en el punto 01, la fracción de masa de solución está a 55% LiBr y la temperatura del estado saturado de la solución de LiBr es desconocida, con la presión de saturación, esta se encuentra la temperatura del estado saturado en las curvas del diagrama de T-P-X, para soluciones saturadas de LiBr-H<sub>2</sub>O, Figura 06, [02]:

Trazando la solución con una fracción de  $X=55\%$  y  $P_{01, \text{LiBr}} = 0.8198 \text{ kPa}$  en el diagrama de T-P-X se encuentra que:  $T_{01} = 32^\circ\text{C}$

Y la entalpía en el mismo punto esta se calcula con la ecuación 11 de curvas, [02].

$$h = 38.62 + 1.93 * T + 2.70 * 10^{-5} * T^2$$

Con la temperatura de  $32^\circ\text{C}$  de la solución de LiBr se obtiene:  $h_{01} = 77,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

En el punto 05 la entalpía no es conocida pero puede determinarse del balance de energía de la solución en el intercambiador de calor.

### **6.2.3. Proceso de estrangulamiento.**

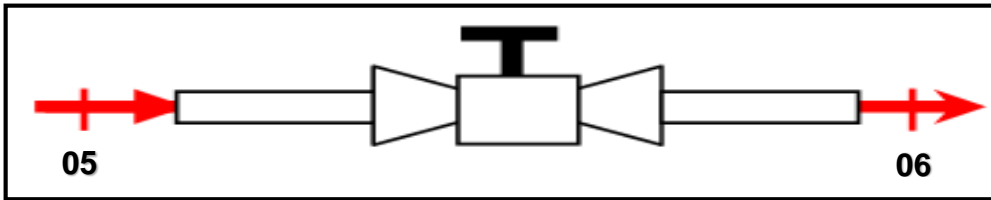
Ocurre en el orificio regulable que se conoce también como válvula de estrangulamiento, produciéndose una expansión a entalpía constante, bajando la temperatura del refrigerante. Aquí ocurre un “enfriamiento”.

#### **6.2.3.1. Análisis del balance de masa y de energía en la válvula de estrangulamiento.**

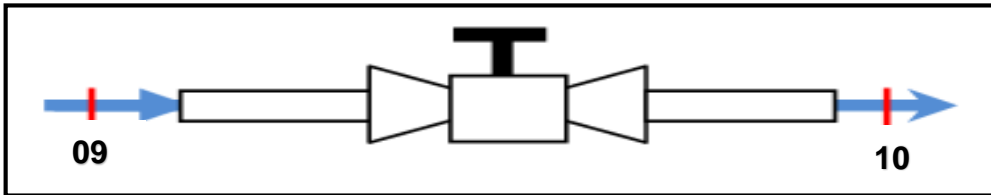
En las Figuras 20 y 21 representan esquemáticamente las válvulas de estrangulamiento del ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O para la refrigeración por absorción.

**Diagrama de flujos en las válvulas de estrangulamiento:**

~ 74 ~



**Figura 20:** Esquema de la válvula de estrangulamiento en la solución de LiBr, [Autor].



**Figura 21:** Esquema de la válvula de estrangulamiento en el refrigerante, [Autor].

**Para la válvula de estrangulamiento en la solución de LiBr.**

Para el balance de masa, Figura 20 es:  $\dot{m}_{05} = \dot{m}_{06}$

Para el balance de energía, Figura 20 es:  $h_{05} = h_{06}$

**Para la válvula de estrangulamiento en el refrigerante.**

Para el balance de masa, Figura 21 es:  $\dot{m}_{09} = \dot{m}_{10}$

Para el balance de energía, Figura 21 es:  $h_{09} = h_{10}$

Entonces, en el punto 06, la fracción de masa de solución está a 60% LiBr y la temperatura del estado saturado de la solución de LiBr es desconocida, con la presión de saturación, esta se encuentra la temperatura del estado saturado en las curvas del diagrama de T-P-X, para soluciones saturadas de LiBr-H<sub>2</sub>O, Figura 06, [02]:

Trazando la solución con una fracción de  $X=60\%$  y  $P_{06, \text{BrLi}}=P_{01, \text{BrLi}}=0,8198 \text{ kPa}$  en el diagrama de T-P-X se encuentra que:  $T_{06} = 39,5^\circ\text{C}$

#### **6.2.4. Proceso del intercambiador de calor.**

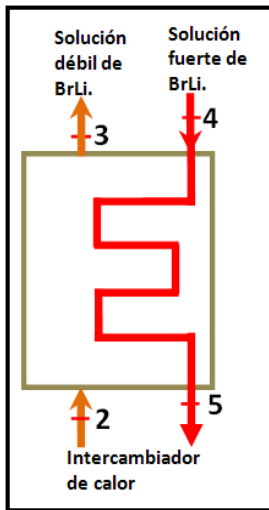
Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de calefacción, refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.

El funcionamiento de los intercambiadores de calor se basa en la transferencia de energía en forma de calor de un medio (aire, gas o líquido) a otro medio.

##### **6.2.4.1. Análisis del balance de masa y de energía en el intercambiador de calor.**

Antes de llegar al generador, la solución pasa por un intercambiador de calor donde entra en contacto (indirecto) con la solución concentrada que proviene del generador y se dirige al absorbedor, disminuyendo la temperatura de ésta, y aumentando la suya. Con esto se consigue disminuir las necesidades de refrigeración del absorbedor (ya que al ingresar en él la corriente de solución concentrada a menor temperatura hay que evacuar menos energía) y también disminuye el aporte energético necesario a realizar en el generador (ya que la solución de partida ingresa en el generador a mayor temperatura).

En la Figura 22 se representa esquemáticamente el intercambiador de calor del ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O para la refrigeración por absorción.



**Figura 22:** Diagrama de flujos en el intercambiador de calor, [Autor].

De la Figura 22, en el punto 05 no es conocida la entalpía pero puede determinarse del balance de energía de la solución en el intercambiador de calor, mientras se asume una carcasa adiabática como sigue:

$$\dot{m}_{02}h_{02} + \dot{m}_{04}h_{04} = \dot{m}_{03}h_{03} + \dot{m}_{05}h_{05} \quad (22)$$

El balance de masa en el intercambiador de calor es:  $\dot{m}_{02} = \dot{m}_{03}$  y  $\dot{m}_{04} = \dot{m}_{05}$

$$\dot{m}_{02}h_{02} + \dot{m}_{04}h_{04} = \dot{m}_{03}h_{03} + \dot{m}_{05}h_{05} \Rightarrow \dot{m}_{02}h_{02} - \dot{m}_{02}h_{03} = \dot{m}_{04}h_{05} - \dot{m}_{04}h_{04}$$

$$\dot{m}_{02}(h_{02} - h_{03}) = \dot{m}_{04}(h_{05} - h_{04}) \quad (23)$$

La temperatura en el punto 03 tiene un valor de la entrada al generador (65°C), y ya que la fracción de masa para los puntos del 01 al 03 es lo mismo, la entalpía se evalúa de la siguiente forma:

La fracción de masa de solución de LiBr es de 55% y la temperatura del estado saturado de la solución de LiBr es de 65°C la entalpía en este punto se calcula con la ecuación 11 siguiente de curvas, [02].

$$h = 38.62 + 1.93 * T + 2.70 * 10^{-5} * T^2$$

Con la temperatura de 65°C de la solución de LiBr se obtiene:  $h_{03} = 145,38 \frac{kJ}{kg}$

Realmente, el estado del punto 03 puede ser el líquido sub-enfriado de la solución. Sin embargo, a las condiciones de interés, la presión tiene un efecto insignificante en la entalpía del líquido del sub-enfriado, y el valor saturado a la misma temperatura y la fracción de masa puede ser una aproximación adecuada.

En el punto 02 la entalpía es determinada de un modelo de bomba isentrópica.

Por lo cual la entalpía es:  $h_{02} = h_{01} = 77,12 \frac{kJ}{kg}$

El trabajo mínimo que entra ( $W_P$ ) se puede saber, y se obtiene con la ecuación siguiente:

$$W_P = \dot{m}_{01} v_{01} (P_{02} - P_{01}) \quad (24)$$

Esta ecuación (24), se asume que el volumen específico ( $v$ ,  $m^3/kg$ ) de la solución líquida no cambie notablemente en los puntos (01) a (02). El volumen específico de la solución líquida puede obtenerse de la compactibilidad de curva, [02].

El volumen específico de la solución de LiBr es:  $v = \frac{1}{\rho_x}$  (25)

$$\rho_x = 1145.36 + 470.84X_0 + 1374.79X_0^2 - (0.333393 + 0.571749X_0)(273 + T) \quad (26)$$

$T$  = Temperatura de la solución en (°C), si  $0^\circ C < T < 200^\circ C$

$\rho_x$  = Densidad de la solución de LiBr en ( $kg/m^3$ ).

Para una  $X_0 = 0,55$  y  $T = T_{01} = 32^\circ C$

Reemplazando estos datos en la ecuación anterior (26) se obtiene:

$$\rho_x = 1601,22 \frac{kg}{m^3}$$

Por lo tanto el volumen específico es:

$$v_{01} = 0,0006245 \frac{m^3}{kg}$$

Además se tiene lo siguiente:

$$\dot{m}_{01} = 0,050652 \frac{kg}{s}$$

$$P_{04} = P_{03} = P_{02} = 12,30 \text{ kPa}$$

$$P_{01} = 0,8198 \text{ kPa}$$

$$W_p = 0,050652 \frac{kg}{s} * 0,0006245 \frac{m^3}{kg} * (12,30 - 0,8198) \text{ kPa} * \left( \frac{10^3 \frac{N}{m^2}}{kPa} \right) = 0,3631 \text{ W}$$

La potencia de la bomba es entonces:  **$W_p = 0,3631 \text{ W}$**

La ecuación de balance de energía (23) puede resolverse ahora para la entalpía desconocida evaluada en el punto 05.

$$h_{05} = \frac{\dot{m}_{02}}{\dot{m}_{04}} (h_{02} - h_{03}) + h_{04}$$

Donde:

$$\dot{m}_{02} = \dot{m}_{01} = 0,050652 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{04} = \dot{m}_{05} = \dot{m}_{06} = 0,046431 \frac{kg}{s}$$

$$h_{02} = h_{01} = 77,12 \frac{kJ}{kg}$$



$$h_{03} = 145,38 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{04} = 220,28 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{05} = \left[ \frac{0,050652}{0,046431} (77,12 - 145,38) + 220,28 \right] \frac{kJ}{kg} = 145,81 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{05} = 145,81 \frac{kJ}{kg}$$

La temperatura en el punto 05 también puede determinarse con el valor de la entalpía con la ecuación 11 de curvas, [02].

$$h = 38,62 + 1,93 * T + 2,70 * 10^{-5} * T^2$$

Con la entalpía de 145,81 kJ/kg de la solución de LiBr se obtiene:  $T_{05} = 65,2^{\circ}C$

Finalmente, el balance de energía en el absorbedor es:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{06}h_{06} + \dot{m}_{08}h_{08} - \dot{m}_{01}h_{01} \quad (27)$$

Donde:

$$\dot{m}_{01} = \dot{m}_{02} = \dot{m}_{03} = 0,050652 \frac{kg}{s}, \quad \dot{m}_{06} = \dot{m}_{05} = \dot{m}_{04} = 0,046431 \frac{kg}{s} \quad y$$

$$\dot{m}_{08} = 0,004221 \frac{kg}{s}$$

$$h_{01} = h_{02} = 77,12 \frac{kJ}{kg}, \quad h_{06} = h_{05} = 145,81 \frac{kJ}{kg} \quad y \quad h_{08} = 2508,76 \frac{kJ}{kg}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_A &= \left(0,046431 \frac{kg}{s}\right) \left(145,81 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(0,004221 \frac{kg}{s}\right) \left(2508,76 \frac{kJ}{kg}\right) \\ &\quad - \left(0,050652 \frac{kg}{s}\right) \left(77,12 \frac{kJ}{kg}\right) = 13,4533 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

~ 80 ~

$$\dot{Q}_A = 13,45 \text{ kW}$$

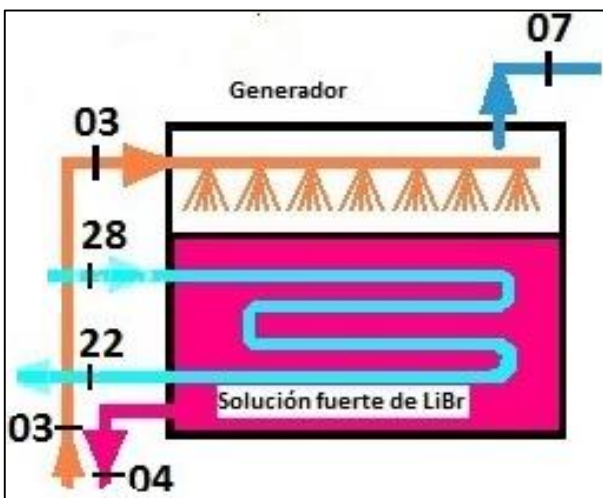
### 6.2.5. Proceso de generación.

Llamado también de concentración, funciona cuando la bomba del concentrador toma la solución fuerte del absorbedor y la envía a través de un intercambiador de calor y una cámara para reservorio instantáneo (“*flash chamber*”) hacia el generador. Aquí el serpentín de vapor o agua caliente suministra el calor necesario para evaporar el refrigerante de la solución, dejándolo el absorbente concentrado en el fondo del concentrador. La solución es llamada “concentrada” de ahí el nombre de concentrador, llamado también generador porque “genera” vapor refrigerante para el ciclo de refrigeración, [02].

El generador nunca llega a una temperatura suficientemente alta como para evaporar el absorbente. En el sistema de bromuro de litio-agua (LiBr-H<sub>2</sub>O), en el generador se tendrá una temperatura de 100°C como máxima.

#### 6.2.5.1. Análisis del balance de masa y de energía de generación.

En la Figura 23 se representa esquemáticamente el generador del ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O para la refrigeración por absorción.



**Figura 23:** Diagrama de flujos en el generador, [Autor].

Balance de masa en el generador, figura 23 es:

$$\dot{m}_{03} = \dot{m}_{04} + \dot{m}_{07} \quad y \quad \dot{m}_{07} = \dot{m}_{09} \quad (28)$$

A partir del balance de masas para el agua pura:

$$\dot{m}_{07} + (1 - X_{04})\dot{m}_{04} = (1 - X_{03})\dot{m}_{03} \quad (29)$$

Además la relación de circulación:  $\lambda = \frac{\dot{m}_{03}}{\dot{m}_{07}}$

$$\dot{m}_{07} + (1 - X_{04})(\dot{m}_{03} - \dot{m}_{07}) = (1 - X_{03})\dot{m}_{03} \quad \Rightarrow \quad \frac{\dot{m}_{03}}{\dot{m}_{07}} = \frac{X_{04}}{X_{04} - X_{03}}$$

$$\lambda = \frac{X_{04}}{X_{04} - X_{03}} \quad (30)$$

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{03}}{\dot{m}_{07}} \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_{07} = \frac{\dot{m}_{03}}{\lambda} = \frac{\dot{m}_{03}}{\left(\frac{X_{04}}{X_{04} - X_{03}}\right)} = \left(\frac{X_{04} - X_{03}}{X_{04}}\right) * \dot{m}_{03}$$

$$\dot{m}_{07} = \left(\frac{X_{04} - X_{03}}{X_{04}}\right) * \dot{m}_{03} \quad (31)$$

$$\dot{m}_{07} = \left(\frac{0,60 - 0,55}{0,60}\right) * 0,050652 \frac{kg}{s} = 0,004221 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{07} = 0,004221 \frac{kg}{s}$$

El calor entrado al generador es determinado del balance de energía que es:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{04}h_{04} + \dot{m}_{07}h_{07} - \dot{m}_{03}h_{03} \quad \Rightarrow \quad \dot{Q}_G = \dot{m}_{04}h_{04} + (\dot{m}_{03} - \dot{m}_{04})h_{07} - \dot{m}_{03}h_{03}$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{04}(h_{04} - h_{07}) + \dot{m}_{03}(h_{07} - h_{03}) \quad (32)$$

Donde:

$$\dot{m}_{04} = \dot{m}_{05} = \dot{m}_{06} = 0,046431 \frac{kg}{s} \quad y \quad \dot{m}_{03} = \dot{m}_{02} = \dot{m}_{01} = 0,050652 \frac{kg}{s}$$

~ 82 ~

$$h_{04} = 220,28 \frac{kJ}{kg}, \quad h_{03} = 145,38 \frac{kJ}{kg} \quad y \quad h_{07} = ? \frac{kJ}{kg}$$

Pueden determinarse la entalpía en el punto 07, ya que la temperatura es un valor de entrada por diseño. En general, el estado del punto 07 es vapor sobrecalentado, y la entalpía puede determinarse una vez que la presión y la temperatura sean conocidas.

De las tablas de vapor sobrecalentado se obtiene la entalpía, [03]; la presión es la misma de entrada de la solución:

$$P_{04} = P_{07} = 12.30 \text{ kPa} \approx 0.01 \text{ MPa}$$

**Tabla 05:** Datos de tablas, [Autor] y [03].

Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)
50	2592,6
94	$h_{07}$
100	2687,5

Interpolando los datos de la tabla 05 se obtiene la entalpía:  $h_{07} = 2676,11 \frac{kJ}{kg}$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{04}(h_{04} - h_{07}) + \dot{m}_{03}(h_{07} - h_{03})$$

$$\dot{Q}_G = \left[ 0,046431 \frac{kg}{s} * (220,28 - 2676,11) \frac{kJ}{kg} + 0,050652 \frac{kg}{s} * (2676,11 - 145,38) \frac{kJ}{kg} \right] = 14,1599 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_G = 14,16 \text{ kW}$$

### 6.2.6. Proceso de condensación.

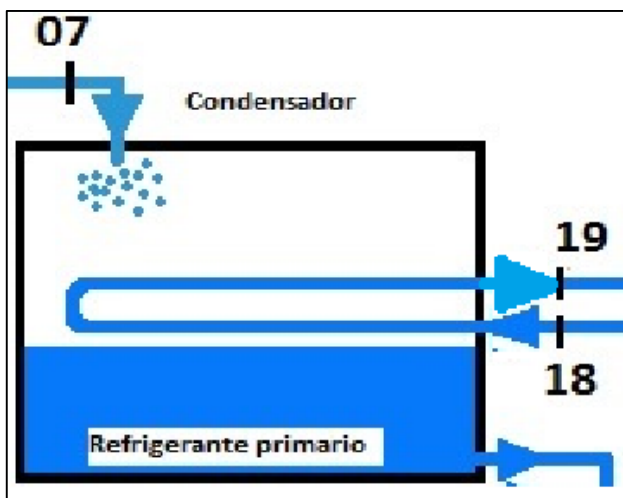
En el condensador el vapor refrigerante procedente del generador se condensa en un intercambiador de calor, y es recogido por la parte inferior donde con una válvula de se descarga en el evaporador. Normalmente el sistema de enfriamiento de agua está conectado a una torre de refrigeración.

El vapor de agua cede su calor latente y se condensa. Normalmente la condensación del vapor de agua se realiza mediante otra corriente de agua, que circula por el lado de los tubos, por lo que es necesario enviar esta corriente de agua a una torre de refrigeración para evacuar dicha energía, si bien hay algunos equipos (pero pocos) que condensan con aire. La presión de trabajo del condensador varía mucho en función del refrigerante que se esté empleando, [02].

El vapor refrigerante de la solución en el concentrador fluye hacia el condensador. Aquí entra en contacto con un serpentín de agua de enfriamiento. La tubería del serpentín debe contener un *by-pass* para propósitos de control. Esto permitirá ajustar el flujo de agua a través del condensador para obtener la temperatura óptima del condensador y lograr la más alta eficiencia de operación. El vapor refrigerante se condensa y gotea al fondo del condensador de donde fluirá al evaporador a través de un orificio.

#### 6.2.6.1. Análisis del balance de masa y de energía de condensación.

En la Figura 24 se representa esquemáticamente el condensador del ciclo de LiBr-H<sub>2</sub>O para la refrigeración por absorción.



**Figura 24:** Diagrama de flujos en el condensador, [Autor].

El balance de masa en el condensador, Figura 24 es:

$$\dot{m}_{07} = \dot{m}_{09} + \dot{m}_{Acum} \quad (33)$$

El calor del condensador puede determinarse de un balance de energía y es:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{07}h_{07} - \dot{m}_{09}h_{09} \quad (34)$$

Donde:

$$\dot{m}_{07} = 0,004221 \frac{kg}{s} \quad y \quad \dot{m}_{09} = 0,000127 \frac{kg}{s}$$

$$h_{07} = 2676,11 \frac{kJ}{kg} \quad y \quad h_{09} = 207,51 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_C = \left(0,004221 \frac{kg}{s}\right) \left(2676,11 \frac{kJ}{kg}\right) - \left(0,000127 \frac{kg}{s}\right) \left(207,51 \frac{kJ}{kg}\right) = 11,2695 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_C = 11,27 \text{ kW}$$

### 6.2.7. Coeficiente de rendimiento.

El COP como: “**La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración**”. En este cómputo no se incluyen los consumos auxiliares de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de bombas y ventiladores, [02].

El COP está definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} \approx \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (35)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} = \frac{10,55}{14,16} = 0,7451 \quad \Rightarrow \quad COP = 0,745$$

Un resumen de las entalpías, flujos másicos, presiones, temperaturas, fracciones de la solución de LiBr y los flujos de energías, en los diferentes componentes del sistema, se muestran en las siguientes tablas 06 y 07.

**Tabla 06:** Resumen de datos para un sistema de refrigeración de simple efecto con LiBr-H<sub>2</sub>O, [Autor].

Punto	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	P (kPa)	T (°C)	X (%BrLi)	Comentarios
1	<b>77,12</b>	0,050652	0,82	32	55	Solución débil BrLi
2	77,12	0,050652	12,30	32	55	Solución débil BrLi
3	145,38	0,050652	12,30	65	55	Solución débil BrLi
4	<b>220,28</b>	<b>0,046431</b>	<b>12,30</b>	<b>94</b>	<b>60</b>	<b>Solución fuerte BrLi</b>
5	145,81	0,046431	12,30	65	60	Solución fuerte BrLi
6	145,81	0,046431	0,82	39,5	60	Solución fuerte BrLi
7	2676,11	0,004221	12,30	90		<b>Vapor sobrecalentado</b>
8	2508,76	0,004221	0,82	4		<b>Vapor saturado</b>
9	207,51	0,000127	12,30	49,6		<b>Agua líquida saturada</b>
10	207,51	0,000127	0,82	25		<b>Agua líquida saturada</b>
11	2524,80	0,000797	1,49	13		Aire acondicionado
12	2508,06	0,000797	0,81	4		Aire acondicionado

**Tabla 07:** Flujos de energía en los diferentes componentes del sistema, [Autor].

Descripción	Símbolo	kW
Capacidad del evaporador.	$\dot{Q}_E$	10,55
Trabajo mínimo de entrada en la bomba.	$W_P$	0,00036
Calor del absorbedor, rechazado al ambiente.	$\dot{Q}_A$	13,45
Calor que entra al generador.	$\dot{Q}_G$	14,16
Calor del condensador, rechazado al ambiente.	$\dot{Q}_C$	11,27
Coefficiente de rendimiento.	COP	0,745

### 6.2.8. Fuente de energía.

La fuente de calor que alimenta la máquina de absorción puede tener diferente origen y distintos niveles de temperatura. Puede ser agua caliente procedente de captadores solares, calderas de biomasa, o procesos industriales con excedentes de agua caliente. Se puede obtener de gas natural, o de gases licuados del petróleo contenidos en depósitos. De procesos industriales con excedentes de vapor de agua o agua sobrecalentada, y también de gases de escape procedentes

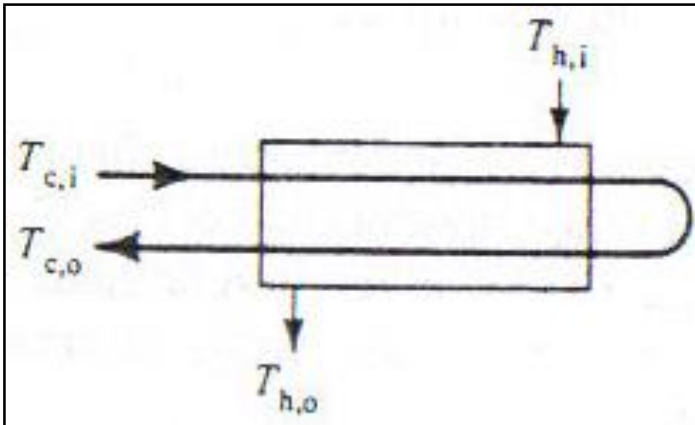


de motores, o procesos industriales. Dependiendo de si existe o no un intercambiador de calor entre la fuente y el generador, el modo de alimentación se dice que es indirecto y directo respectivamente, [27].

## 7. DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

### 7.1. LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR SE CLASIFICAN SEGÚN SU TAMAÑO.

Para este caso se diseñaran para cada unidad del ciclo un intercambiador de calor de **un solo paso por tubos y coraza** como se muestra en la siguiente Figura 25.



**Figura 25:** Esquema de un intercambiador de calor de un solo paso por tubo y coraza, [07].

Donde:

$T_{H,1}$ : Es la temperatura de entrada del fluido caliente (Hot).

$T_{H,2}$ : Es la temperatura de salida del fluido caliente (Hot).

$T_{C,1}$ : Es la temperatura de entrada del fluido frío (Cold).

$T_{C,2}$ : Es la temperatura de salida del fluido frío (Cold).

Para los intercambiadores de calor de un solo paso por tubos y coraza, la diferencia de temperatura  $\Delta T$  no es constante entre los fluidos calientes y fríos, pero varía con la distancia a lo largo del intercambiador de calor.

Para el análisis de transferencia de calor, es conveniente establecer una diferencia de temperatura media ( $\Delta T_m$ ) entre los fluidos calientes y fríos tal que la tasa de transferencia de calor total  $\dot{Q}$  entre los fluidos puede determinarse de la siguiente expresión simple, [04] y [07]:

$$\dot{Q} = A * U * \Delta T_m \quad (36)$$

Para la ecuación (36) se tiene que:

$$\Delta T_m = F * \Delta T_{Ln} = F \left( \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \right) \quad (37)$$

Donde:

$F$ : Factor de corrección.

$$\Delta T_1 = T_{H,1} - T_{C,1} \quad y \quad \Delta T_2 = T_{H,2} - T_{C,2}$$

También, para la ecuación 36, el coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) en base de la superficie exterior del tubo está definido como, [04] y [07]:

$$U = \frac{1}{\left( \frac{D_o}{D_i} \right) \left[ \frac{1}{h_i} + F_i \right] + \left( \frac{1}{2k} \right) D_o \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_o} + F_o} \quad (38)$$

Las ecuaciones anteriores pueden usarse en un programa de computación para diseñar los intercambiadores de calor para cada unidad.

Para el diseño de los intercambiadores de calor, deben asumirse la entrada de agua refrigerante y las temperaturas de salida. La temperatura de entrada de agua refrigerante depende exclusivamente de la fuente disponible del agua que puede ser de una torre de enfriamiento.

Para los coeficientes de transferencia de calor,  $h_i$ ,  $h_o$ , en el interior y exterior del flujo pueden ser calculados, con las ecuaciones siguientes.

La ecuación de Petukhov-Popov de las Ref. [04], [20] y [21] para el flujo turbulento dentro de un tubo liso es:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D)(Pr)}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left((Pr)^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (39)$$

Dónde el factor de fricción se puede obtener del diagrama de Moody o para tubos lisos la siguiente ecuación:

$$f = (0.79 * \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad , \quad 3000 \leq Re_D \leq 5 * 10^6 \quad (40)$$

Para la ecuación 39 es válida para un numero de Reynolds entre  $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$  y un numero de Prandtl,  $0.5 < Pr < 2000$ . La ecuación de Petukhov-Popov está de acuerdo con los resultados experimentales para el rango especificado dentro del  $\pm 5\%$  de error. Las propiedades de agua se evalúan a una temperatura media ( $T_f$ ). El número Nu puede igualarse al  $h_i D_i / K$ , y por consiguiente, pueden evaluarse el  $h_i$ .

El análisis de Nusselt de transferencia de calor para la condensación de la superficie externa del coeficiente de transferencia de calor, [04]:

La diferencia de temperatura media logarítmica puede evaluarse de la ecuación 37, y la ecuación 36 se usa para evaluar la longitud y el área de transferencia de calor necesaria de la tubería.

$$L = \frac{\dot{Q}}{\pi * N * D * U * \Delta T_m} \quad (41)$$

$$A = \pi * N * D * L \quad (42)$$

Las propiedades termofísicas establecidas en las ecuaciones anteriores se deben evaluar a una temperatura de la superficie en la pared del tubo y a una temperatura de saturación del vapor, de tablas, [04].

Los datos y cálculos de todas estas ecuaciones están en la tabla del resumen completo.

El número de Reynolds,  $Re$  es determinado por [20]:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (43)$$

Para el flujo laminar, el número Nusselt ( $Nu$ ) es, [08] y [04]:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{K} = 3.66 \quad (44)$$

Por consiguiente, pueden evaluarse el  $h_i$ .

El diámetro hidráulico  $D_H$  para el anillo es la diferencia entre el diámetro interior del tubo externo ( $D_2$ ) y el diámetro exterior del tubo interior ( $D_1$ ), [20] y [04].

El número de Reynolds se basa en el diámetro hidráulico y las propiedades de temperatura a grandes cantidades que es:

$$Re_{DH} = \frac{\rho U \bar{D}_H}{\mu} = \frac{m \dot{D}_H}{A \mu} \quad (45)$$

### 7.1.1. Diseño del intercambiador de calor para el generador.

El generador proporciona un calor sensible y un calor latente de vaporización. Los aumentos de calor sensible se dan por la temperatura de entrada y la temperatura de saturación. Esta cantidad de calor es normalmente aproximadamente 13% del calor total requerido, [04]. El calor de vaporización consiste en el calor de vaporización de agua pura y el calor latente de la mezcla de la solución líquida. Típicamente, el calor de la mezcla es aproximadamente 11% del calor de vaporización para el LiBr-H<sub>2</sub>O, [04].

El análisis anterior indica que el calor a ser proporcionado por el generador puede ser basado en el calor de vaporización de agua pura, aumentado aproximadamente el 23% en un diseño típico.

Aunque de la investigación es considerable se ha hecho tanques que hierve los líquidos, los datos en las soluciones del LiBr-H<sub>2</sub>O no son extensos, [09]. Los resultados experimentales indican que esa ebullición no se afecta significativamente por el diámetro del tubo pero es significativamente afectado por la concentración de la solución. Cuando la concentración de la solución aumenta, el coeficiente de transferencia de calor disminuye. También, el coeficiente de transferencia de calor aumenta cuando aumenta los flujos de calor.

Para este diseño, se usan los tubos de acero puro. El material del tubo también afecta el coeficiente de transferencia de calor como es mostrado por una relación empírica desarrollada por Rohsenow (Ref. [20]) para la ebullición en el núcleo. Desde que ninguna fórmula está disponible para calcular el coeficiente de transferencia de calor exacto del intercambiador de calor del generador, el coeficiente de transferencia de calor exacto necesita ser determinado experimentalmente.

Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación 38, el coeficiente de transferencia de calor global resultante (U) puede determinarse.

### **7.1.2. Diseño del intercambiador de calor para la solución.**

En el diseño del intercambiador de calor para la solución, la ecuación 38 se usa para calcular el coeficiente global de transferencia de calor. Como antes, el valor de los factores de suciedad ( $F_i$ ,  $F_o$ ) al interior y exterior de las superficies del tubo se toma como **0.09 m<sup>2</sup>K/kW**, [08] y también se puede encontrar los valores de k para el acero puro con una temperatura media.

Por lo tanto los coeficientes de transferencia de calor,  $h_i$ ,  $h_o$ , en el interior y exterior del flujo es determinado como se detalla en las siguientes ecuaciones.

Para la solución de LiBr las propiedades a una temperatura son calculadas.

Viscosidad absoluta de la solución de LiBr, [16].

$$\begin{aligned}
 B = & (-494.122 + 16.3967X - 0.14511X^2) \\
 & + (70.3848 - 2.35014X + 0.0207809X^2) * \ln[T(K)] \\
 & + \left[ \frac{28606.4 - 934.568X + 8.52755X^2}{T(K)} \right]
 \end{aligned} \tag{46}$$

$$\mu = \frac{e^B}{1000} [\equiv] \left( \frac{N * s}{m^2} \right) \tag{47}$$

Calor específico de la solución de LiBr, [16].

$$C_p = [0.0976X^2 - 37.512X + 3825.4] [\equiv] \left( \frac{J}{kg * K} \right) \tag{48}$$

Para la densidad de la solución de LiBr:

$\rho_x$ : Densidad de la solución de LiBr en (kg/m<sup>3</sup>).

$$\begin{aligned}
 \rho_x = & 1145.36 + 470.84(X_0) + 1374.79X_0^2 \\
 & - (0.333393 + 0.571749X_0)(273 + T)
 \end{aligned} \tag{49}$$

$$X_0 = \frac{X}{100} \tag{50}$$

### 7.1.3. Diseño de intercambiador de calor para el absorbedor.

#### 7.1.3.1. Definición del tubo para el absorbedor.

Para este diseño, la película de solución puede circular hacia abajo sobre la línea horizontal o sobre los tubos verticales.

La construcción del absorber de tubo horizontal podría ser más costosa debido a la longitud grande de soldaduras, que puede presentar problemas con mantener un vacío. Para esta razón, un diseño alternativo con tubos verticales, alojado en una carcasa cilíndrica, se podría estar empleado.



### **7.1.3.2. El análisis teórico del absorber de tubo vertical es el siguiente.**

En el caso de este diseño, el vapor de agua producido en el evaporador es el flujo de absorbente de la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O y no es directamente condensado en los tubos del intercambiador de calor. Por consiguiente, el diseño del intercambiador de calor se usa de material de acero puro y requiere los valores para el calor y los coeficientes de transferencia de masa.

Varios investigadores han estudiado la absorción de vapor de agua en películas cayendo de las soluciones de LiBr-H<sub>2</sub>O. Morioka, [10] dirigió los experimentos sobre la absorción de vapor por películas que fluyen hacia abajo en tubo vertical. La media absorción de flujo de masa (kg/m<sup>2</sup>s) es comparada con los resultados numéricos derivados de un flujo laminar del modelo teórico.

Grossman, [23] describió un análisis teórico para el calor combinado y el proceso de transferencia de masa en la absorción de gas o vapor en una película líquida laminar. Se describen las ecuaciones simultáneas que dan la temperatura y variaciones de la concentración a la interfaz de líquido-gas y a la pared. Se considerara una temperatura constante y un caso de la pared adiabático.

Se encontraron los números de Nusselt y Sherwood para depender de los números de Peclet y Lewis así como en las características de equilibrio de los fluidos activos.

### **7.1.4. Diseño del intercambiador de calor del evaporador.**

Para facilitar la construcción, del intercambiador de calor del evaporador puede construirse de una manera similar al intercambiador de calor del absorbedor. El líquido que pasa los tubos del evaporador proporciona el calor requerido para evaporar la película cayendo del agua alrededor de cada tubo.

Una búsqueda de la literatura ha mostrado que el método de la construcción preferido es permitir que el líquido entrar dentro de un tubo. El fluido interior del

tubo es calentado por la velocidad de fluido en la superficie exterior del tubo, para que ocurra la vaporización progresiva. El coeficiente de transferencia de calor de entrada aumenta con la distancia, desde que el calor se agrega continuamente al fluido. Es imposible predecir todas las características de este proceso cuantitativamente debido al gran número de variables en que el proceso depende y la complejidad de los dos modelos de flujo de fase que ocurren como la calidad de la mezcla de vapor-líquido que aumenta durante la vaporización [23].

Para el intercambiador de calor del evaporador es de cobre, donde las conductividades térmicas  $k$  se pueden encontrar en libros de transferencia de calor, para este caso la referencia [04]:

#### **7.1.5. Diseño del intercambiador de calor para el condensador.**

El coeficiente global de transferencia de calor se da por la ecuación 38, para esta ecuación, el valor de los factores de suciedad ( $F_i$ ,  $F_o$ ) al interior y exterior de las superficies del tubo puede tomarse como **0.09 m<sup>2</sup>K/kW**, [08].

Para el intercambiador de calor del condensador es de cobre, donde las conductividades térmicas  $k$  se pueden encontrar en libros de transferencia de calor, en nuestro caso la referencia [04]:

Para las ecuaciones anteriores se tiene la tabla 09, resumen completo de valores, la tabla 08 los rangos de datos y finalmente los cálculos para los cinco intercambiadores de calor en cada equipo del ciclo de refrigeración por absorción.

## 7.2. RESUMEN COMPLETO DE VALORES, DATOS Y CÁLCULOS PARA LOS CINCO INTERCAMBIADORES DE CALOR.

En la siguiente tabla 08 están los rango de valores típicos para la determinación del coeficiente global de transmisión de calor para cada una de las velocidades de circulación del fluidos, además el valor calculado debe estar dentro del rango para que cumpla.

**Tabla 08:** El rango de valores típicos para la determinación del coeficiente global de transmisión de calor “U”, [Autor].

EQUIPOS	FLUIDOS	ACCIÓN	RANGO DE VALORES
Generador	Vapor-Líquido	Recalentador de vapor de salmuera.	0,283 a 1,136 $\left[\frac{kW}{m^2 * K}\right]$
Condensador	Vapor-Líquido	Condensador de refrigeración.	0,456 a 1,419 $\left[\frac{kW}{m^2 * K}\right]$
Evaporador	Líquido-Líquido	Enfriador de agua.	0,283 a 1,136 $\left[\frac{kW}{m^2 * K}\right]$
Absorbedor	Líquido-Líquido	Intercambiador de salmuera.	0,169 a 0,853 $\left[\frac{kW}{m^2 * K}\right]$
Intercambiar de calor.	Líquido-Líquido	Intercambiador de salmuera.	0,130 a 1,136 $\left[\frac{kW}{m^2 * K}\right]$

Los datos de la tabla 08 son adquiridos de las tablas originales que están en el anexo o al final del proyecto.

Además en las tablas originales están en las siguientes unidades: MJ/(h\*m<sup>2</sup>\*°C), para la conversión se utiliza la siguiente fórmula:

$$\left[ \frac{MJ}{h * m^2 * K} \right] = \frac{5}{18} (\text{Valor de rango}) \equiv \left[ \frac{kW}{m^2 * K} \right] \quad ()$$

**Tabla 09:** Resumen de los datos y cálculos de los intercambiadores de calor en los equipos del ciclo de refrigeración por absorción por LiBr-H<sub>2</sub>O, [Autor].

Parámetros	Equipos donde están los I.Q.					
	Generador	Inter. De Calor		Absorbedor	Evaporador	Condensador
Fluido	Vapor-BrLi	BrLi-Débil	BrLi-Fuerte	Agua-BrLi	Agua-Agua	Agua-Vapor
Material	Acero	Acero		Acero	Cobre	Cobre
X <sub>Debil</sub> [%]	55	55	60	55	0	0
X <sub>Fuerte</sub> [%]	60			60	0	0
P [kPa]	12,30	12,30	12,30	0,82	0,82	12,30
T <sub>S</sub> [K]	367	305	367	308	277	313
T <sub>Sat@P</sub> [K]	328	328	328	277	277	328
T <sub>f</sub> [K]	347,5	316,5	347,5	292,5	277,0	320,5
D <sub>o</sub> [m]	0,053	0,041	0,041	0,041	0,032	0,050
D <sub>i</sub> [m]	0,027	0,027	0,027	0,016	0,019	0,025
F <sub>o</sub> [m <sup>2</sup> K/kW]	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
F <sub>i</sub> [m <sup>2</sup> K/kW]	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
v <sub>f</sub> [m <sup>3</sup> /kg]	1,03E-03			1,00E-03	1,00E-03	1,01E-03
v <sub>g</sub> [m <sup>3</sup> /kg]	2,645			69,7	110,5	18,95
ρ <sub>v</sub> [kg/m <sup>3</sup> ]	0,3781	1582,4	1674,5	1,43E-02	9,05E-03	5,28E-02
ρ <sub>l</sub> [kg/m <sup>3</sup> ]	967,12	1601,2	1694,2	1000,00	1000,00	992,06
h <sub>fg</sub> [kJ/kg]	2291	205,5	219,9	2460	2480	2408
C <sub>p,g</sub> [kJ/kg*K]	1,983	2,057	1,916			
C <sub>p,f</sub> [kJ/kg*K]				4,183	4,190	4,179
k <sub>g</sub> [kW/m*K]	2,37E-05	5,09E-04	4,92E-04			
k <sub>f</sub> [kW/m*K]				5,96E-04	5,88E-04	6,33E-04
k <sub>Acero</sub> [kW/m*K]	0,0695	0,0695	0,0695	0,0695		
k <sub>Cobre</sub> [kW/m*K]					0,393	0,393
μ <sub>g</sub> [N*s/m <sup>2</sup> ]	1,15E-05					
μ <sub>f</sub> [N*s/m <sup>2</sup> ]				1,10E-03	1,22E-03	6,50E-04
μ <sub>BrLi</sub> [N*s/m <sup>2</sup> ]		1,61E-03	2,27E-03			
Pr [-]	0,96	1,50	1,50	7,56	8,95	4,30
g [m/s <sup>2</sup> ]	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81
Ja [-]	-0,0338	0,2302	-0,3398	-0,0527	0,0000	0,0260
h' <sub>fg</sub> [kJ/kg]	2238,41	237,67	169,09	2371,82	2480,00	2450,62
Re <sub>D</sub> [-]	1649866,9	5090,6	6477,3	18121,1	17301,6	13936,5
f [-]	0,01069	0,03841	0,03569	0,00353	0,00370	0,02874
Nu <sub>D</sub> [-]	2002,17	27,29	32,51	33,03	36,27	92,74
h <sub>i</sub> [kW/m <sup>2</sup> *K]	1,78	0,52	0,60	1,25	1,13	2,32
h <sub>o</sub> [kW/m <sup>2</sup> *K]	0,90	0,34	0,39	0,48	0,67	1,18
T <sub>H,1</sub> [K]	391	367	367	312,5	286	363
T <sub>H,2</sub> [K]	373	338,2	338,2	313	278	322,6
T <sub>C,1</sub> [K]	338	305	305	298	277	298
T <sub>C,2</sub> [K]	367	338	338	311	277,5	313
Q <sub>i</sub> [kW]	14,16	3,68	3,68	13,45	10,55	11,27
m [kg/s]	0,397	0,054	0,067	0,247	0,315	0,180
U [kW/m <sup>2</sup> *K]	0,40	0,17	0,19	0,23	0,33	0,58
Chequeo de U <sub>Min</sub>	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE
Chequeo de U <sub>Max</sub>	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE
ΔT <sub>1</sub> [K]	53,0	62,0	62,0	14,5	9,0	65,0
ΔT <sub>2</sub> [K]	6,0	0,2	0,2	2,0	0,5	9,6
ΔT <sub>mL,CF</sub> [K]	21,6	10,8	10,8	6,3	2,9	29,0
R	0,6	0,9	0,9	0,0	16,0	2,7
P	0,5	0,5	0,5	0,9	0,1	0,2
F	0,93	0,85	0,85	0,98	0,80	0,95
ΔT <sub>mL</sub> [K]	20,06	9,16	9,16	6,18	2,35	27,52
N [Nº de tubos]	2,00	2,00	2,00	4,00	4,00	2,00
L [m]	5,3	9,4	8,2	18,8	33,7	2,3
A [m <sup>2</sup> ]	1,7	2,4	2,1	9,6	13,4	0,7

### **7.3. TÉCNICA DE OPERACIÓN PARA EL SISTEMA**

Dentro de la máquina de absorción se rechaza calor en dos lugares que son:

- ✓ El absorbedor.
- ✓ El condensador.

Como se requiere agua de una torre de enfriamiento, el agua es un gasto de operación que se debe tener en cuenta. Algunos diseños proveen válvulas y sistemas de control para reducir los requerimientos de agua de enfriamiento en condiciones de carga parcial. Cuando el número de horas que opera la máquina a carga parcial es considerable, este control donde reducirá grandemente los costos de operación, [08].

#### **7.3.1. Control de capacidad.**

El control de capacidad significa reducción de capacidad, y existen tres métodos para hacerlo:

##### **7.3.1.1. Reducción del flujo enviado por la bomba del generador:**

Este método disminuye el flujo másico de la solución haciendo lo mismo con el refrigerante y la capacidad de refrigeración. Pero este método es eficiente solo si se reduce en la misma proporción el ingreso de calor al generador, pues si no se lo hace la temperatura del generador aumenta, al evaporar más agua e incrementando la concentración de BrLi en la solución corriendo el riesgo de llegar a la cristalización.

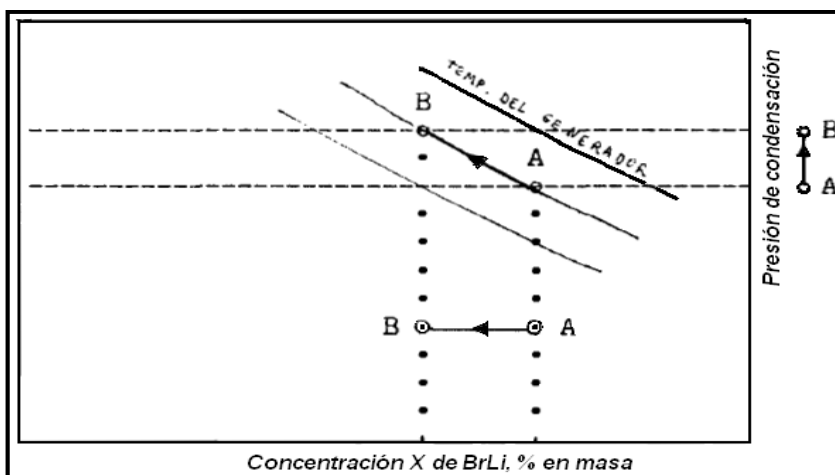
##### **7.3.1.2. Reduciendo la temperatura del generador:**

Este es un método eficiente y sencillo, consiste en un elemento de control que sensa la temperatura del agua del Chiller saliendo del evaporador. Si esta se encuentra por debajo de una temperatura pre-establecida se cerrara el flujo de vapor o agua caliente que ingresa al concentrador, disminuyendo el calor añadido, la temperatura del concentrador y la cantidad del refrigerante enviado al

condensador disminuyendo así la capacidad del sistema. Además la solución que fluye del concentrador al absorbedor contendrá menos absorbente (BrLi) y su capacidad de absorber refrigerante será menor, todo esto lleva a reducir el enfriamiento del evaporador en el sistema.

### 7.3.1.3. Aumentando la temperatura del condensador.

Esto se logra aumentando la temperatura del agua de enfriamiento, haciendo un *by-pass* a una fracción del agua para que llegue a la torre de enfriamiento. El efecto producido sobre el ciclo es el mismo que el de disminuir la temperatura del generador. Esto puede apreciarse en un esquema del diagrama P-X-T de la **figura 26**. Si el punto A es la condición original de la solución en el concentrador y existe un aumento en la temperatura y la presión de condensación la nueva condición de la solución se moverá a lo largo de la línea de temperatura constante del generador hasta el punto B. Por lo tanto la concentración del BrLi disminuirá para la misma cantidad de flujo de solución entre el absorbedor y el condensador, y también la razón de flujo refrigerante circulante por el condensador y evaporador disminuirá, junto con la capacidad de enfriamiento.



**Figura 26:** Esquema del diagrama P-X-T para el LiBr, [02].

## **8. DISEÑO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

### **8.1. ANTECEDENTES.**

Los procesos de enfriamiento del agua se encuentran entre los más antiguos que haya desarrollado el hombre. Por lo común el agua se enfría exponiendo su superficie al aire. Algunos de estos procesos son lentos, como el enfriamiento del agua en la superficie de un estanque, otros son comparativamente rápidos, por ejemplo, el rociado de agua hacia el aire. Todos estos procesos implican la exposición del agua al aire en diferentes grados.

### **8.2. TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

La torre de enfriamiento ha sido diseñada para apreciar la construcción, diseño y características operativas de un sistema de enfriamiento evaporativo. La unidad consiste en la circulación de dos corrientes de fluido (agua y aire) y se opera un traslado de masa de una corriente a la otra.

Con la torre de enfriamiento se obtienen balances de energía y de masa, y se puede investigar los efectos de: la proporción de circulación del aire, la medida de circulación del agua, la temperatura del agua y la carga de enfriamiento.

La torre de enfriamiento es una columna de gran diámetro con empaques especiales que permiten un buen contacto gas-líquido con una baja caída de presión. Existen dos tipos de torres, las de flujo transversal y a contraflujo. También existen dos posibles diseños respecto al flujo de aire: forzada o inducida y por convección natural.

En nuestro caso es una torre a contraflujo y es inducida, donde el ventilador se encuentra instalado en la parte superior de la torre, con lo cual el aire es succionado para que pase a través de la misma.

Las torres de enfriamiento generalmente están constituidas con diversos materiales como la madera, plásticos, etc., formando estructuras de puntos

~ 100 ~



múltiples, también se emplean estructuras de aluminio, ladrillo, concreto o asbesto. El agua suele entrar por la parte superior y caer a través de puentes y deflectores hasta la parte baja de la torre, que está conformada por un sistema abierto al aire, el cual por su parte, entra por la parte inferior, poniéndose en contacto con el agua a lo largo y alto de toda la torre, [24].

### **8.3. CLASIFICACION.**

La clasificación de las torres de enfriamiento es de acuerdo al medio utilizado para suministrar aire a la torre las cuales pueden ser:

- ✓ Torres de tiro mecánico.
- ✓ Torres de tiro natural.

#### **8.3.1. Torre de tiro mecánico.**

En la actualidad se emplean dos tipos de torres de tiro mecánico; el de tiro forzado y el de tiro inducido.

En la **torre de tiro forzado**, el ventilador se monta en la base y se hace entrar el aire en la base de la misma y se descarga con baja velocidad por la parte superior. Esta disposición tiene la ventaja de ubicar el ventilador y el motor propulsor fuera de la torre, un sitio muy conveniente para la inspección, el mantenimiento y la reparación de los mismos. Puesto que el equipo queda fuera de la parte superior caliente y húmeda de la torre, el ventilador no está sometido a condiciones corrosivas; sin embargo, dada la escasa velocidad del aire de salida, la torre de tiro forzado está sujeta a una recirculación excesiva de los vapores húmedos de salida que retornan a las entradas de aire. Puesto que la temperatura de bulbo húmedo del aire de salida es mucho mayor que la del aire circundante, existe una reducción en el buen desempeño, lo cual se evidencia mediante un incremento en la temperatura de agua fría (saliente).

La **torre de tiro inducido** es el tipo que más se emplea. A su vez, esta clase general se subdivide en diseños de contraflujo transversales, dependiendo de las

direcciones relativas de flujo del agua y el aire. Desde el punto de vista termodinámico, la configuración a contraflujo es más eficaz, ya que el agua más fría entra en contacto con el aire más frío, obteniendo así un máximo potencial de entalpía. Mientras mayores son las gamas de enfriamiento y más difícil la diferencia útil de temperaturas, tanto más evidente serán las ventajas del tipo de contraflujo.

### **8.3.2. Torres de tiro natural.**

Las torres de tiro natural son esencialmente apropiadas para cantidades muy grandes de enfriamiento y las estructuras de concreto reforzado que se acostumbra a usar llegan a tener diámetros de hasta 25 pies y alturas de 340 pies.

La conveniencia de diseño obtenida gracias al flujo constante del aire de las torres de tiro mecánico no se logra en un diseño de torre de tiro natural. El flujo de aire a través de la torre de tiro natural se debe en su mayor parte a la diferencia de densidad entre el aire fresco de la entrada y el aire tibio de la salida. El aire expulsado por la columna es más ligero que el del ambiente y el tiro se crea por el efecto de chimenea, eliminando con ello la necesidad de ventiladores mecánicos. Las torres de tiro natural operan comúnmente a diferencia de presión de aire en la región de 0.2 pulgada de manómetro de agua, cuando se someten a una carga plena. La velocidad media del aire por encima del relleno de torre es, por lo común de 4 a 6 pies/s (1,83 m/s), [24].

## **8.4. UTILIZACIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO**

En el proceso de refrigeración, el agua de enfriamiento utilizada por los condensadores se desperdicia, a menos que se introduzca una torre de enfriamiento con lo cual dicha agua se puede recircular y reutilizarla en su función en un condensador.

En el tratamiento de agua de desperdicio de la caldera, porque de otra manera dicha agua al ser arrojada a los lechos de los ríos, generaría una contaminación térmica, causando mortandad en la flora y fauna de ese río.

Las operaciones de humidificación se utilizan para controlar la humedad de un proceso, pero más frecuentemente, para enfriar y recuperar el agua utilizada como medio de enfriamiento en un proceso. Esto se logra mediante el contacto directo con aire, el cual se encuentra a temperatura menor que el agua.

En las torres de enfriamiento se consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene generalmente de un circuito de refrigeración, mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior de la torre. A fin de mejorar el contacto aire-agua, se utiliza un entramado denominado “relleno”.

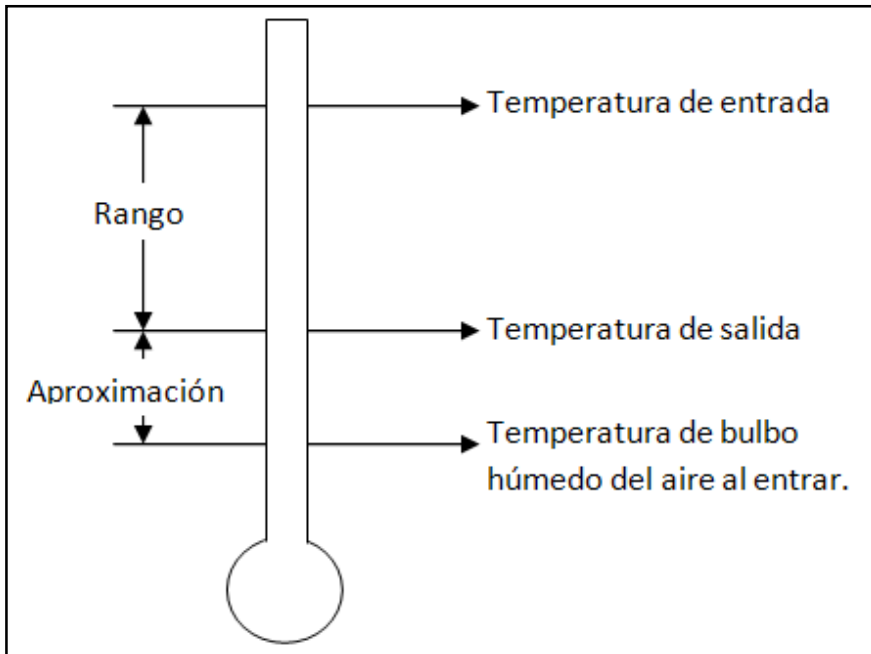
#### **8.5. RECHAZO DE CALOR A LA ATMOSFERA.**

En sistema de refrigeración siempre se necesita rechazar calor a la atmósfera, uno de los equipos que hacen esto es el condensador enfriado por aire, utilizando en sistemas de ventana. Otra forma de rechazo de calor es a través del contacto directo con el agua, en el cual toma lugar un proceso combinado de transferencia de calor y masa. El proceso de condensación siempre se puede mantener a temperatura más baja con los dispositivos evaporativos que con los condensadores enfriados por aire. Esto es debido a que la temperatura de condensación de una torre de enfriamiento ideal se aproxima a la temperatura de bulbo húmedo, mientras que la del condensador enfriado por aire se aproxima a la de bulbo seco.

Una gran superficie de transferencia de calor se provee lanzando el agua en forma de “spray” a través de toberas o salpicando el agua, pasándola de bandeja en bandeja.

El funcionamiento de las torres de enfriamiento se expresa generalmente en términos de rango y aproximación, como se muestra en la figura siguiente.

Donde el **rango** es la reducción de temperatura del agua a través de la torre de enfriamiento, y la **aproximación** es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra y la temperatura de salida del agua, ver la Figura 27.



**Figura 27:** Rango y aproximación en una torre de enfriamiento, [24].

En la torre de enfriamiento la transferencia de calor tiene lugar del agua al aire no saturado. Dos fuerzas inducen la transferencia, la diferencia en temperaturas de bulbo húmedo y la diferencia en las presiones de vapor entre la superficie del agua y el aire.

## 8.6. ANÁLISIS TÉRMICO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Existen condiciones estacionarias de operaciones y por lo tanto, el flujo másico de aire seco permanece constante durante todo el proceso y la torre de enfriamiento se considerara adiabática, además el aire seco y el vapor de agua se consideran como gases ideales.

El agua entra por la parte superior de la torre con una temperatura  $T_{19}$ , con un

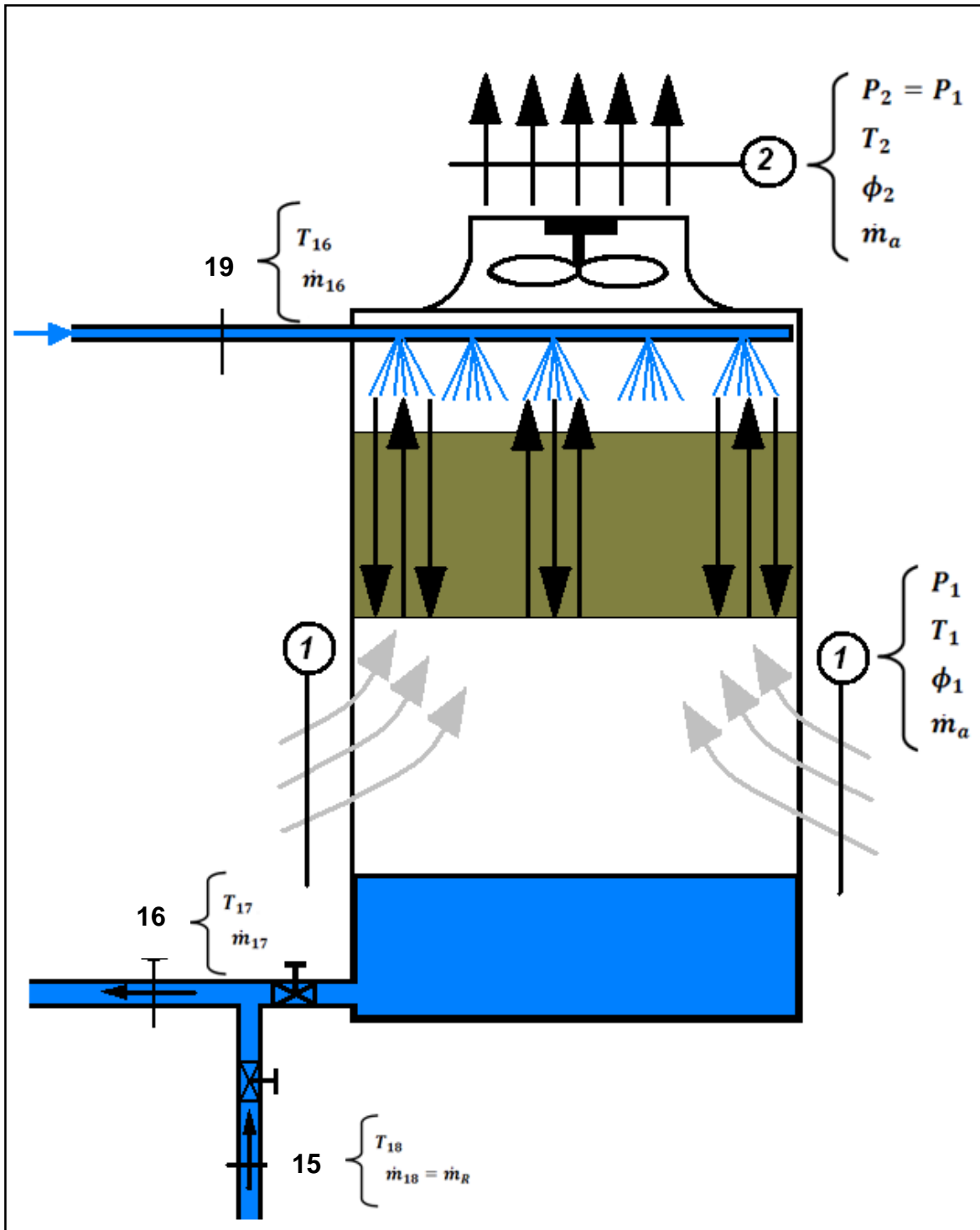
flujo másico  $\dot{m}_{19}$  y sale por el fondo de la torre con una temperatura  $T_{16}$  y un flujo másico  $\dot{m}_{16}$ .

El aire entra no saturado por los costados de la torre con una humedad relativa  $\Phi_{1a}$ , una temperatura  $T_{1a}$  y un flujo másico  $\dot{m}_{1a}$  y la sale saturado por la parte superior con una humedad  $\Phi_{2a}$ , un flujo másico  $\dot{m}_{2a}$  y una temperatura  $T_{2a}$ .

Con las temperaturas de entrada y salida del agua líquida saturada se puede encontrar las entalpías  $h_{19}$  y  $h_{16}$ .

Con las temperaturas y la humedad relativa de entrada y salida del aire se encuentran las entalpías y humedades absolutas en la carta psicrométrica.

Para el análisis se considera  $dZ$  la altura de una pequeña sección de torre,  $\dot{m}_L$  el flujo másico de líquido,  $T_L$  y  $T_a$  las temperaturas del agua y del aire.



**Figura 28:** Esquema general de torre de enfriamiento, [Autor].

### 8.6.1. Cálculo de las condiciones en los extremos y a lo largo de la columna.

De la figura 28, se tiene las siguientes ecuaciones:

#### Balance de masa global.

$$\dot{m}_{19} + \dot{m}_{1a} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{2a} \quad (51)$$

#### Balance de masa de aire seco.

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_{2a} = \dot{m}_a \quad (52)$$

#### Balance de masa de Agua.

$$\dot{m}_{19} + \dot{m}_{1a}\omega_{1a} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{2a}\omega_{2a} \Rightarrow \dot{m}_{16} - \dot{m}_{19} = \dot{m}_a(\omega_{1a} - \omega_{2a}) \quad (53)$$

$$\text{Además: } \dot{m}_{\text{Reposición}} = \dot{m}_R = \dot{m}_{16} - \dot{m}_{19} = \dot{m}_a(\omega_{1a} - \omega_{2a}) \quad (54)$$

#### Balance de energía o de Calor (Basado en 1 kg de aire seco).

$$\sum (\dot{m} * h)_{In} = \sum (\dot{m} * h)_{Out} \quad (55)$$

$$\dot{m}_{1a}h_{1a} + \dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{2a}h_{2a} + \dot{m}_{16}h_{16}$$

Remplazando la ecuación 51 en la ecuación 55 se obtiene la siguiente:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{16})}{[(h_{2a} - h_{1a}) - (\omega_{2a} - \omega_{1a})h_{16}]} \quad (56)$$

#### El flujo másico del aire es:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{16})}{[(h_{2a} - h_{1a}) - (\omega_{2a} - \omega_{1a})h_{16}]} \quad (57)$$

#### El flujo másico de reposición de agua se determina a partir de:



$$\dot{m}_R = \dot{m}_a(\omega_{1a} - \omega_{2a}) \quad (58)$$

**El flujo volumétrico necesario de aire para esta torre es entonces:**

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_a = \dot{m}_a * v_{1a} = \frac{\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{16})v_{1a}}{[(h_{2a} - h_{1a}) - (\omega_{2a} - \omega_{1a})h_{16}]} \quad (59)$$

**Para la línea de operación:**

En las condiciones de operación correctas, para una torre de enfriamiento, se tiene que el flujo másico de agua líquida a la entrada de la torre es aproximadamente igual al flujo másico de agua a la salida.

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{H_2O} \quad (60)$$

La ecuación de balance de calor es:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{1a}h_{1a} + \dot{m}_{19}h_{19} &= \dot{m}_{2a}h_{2a} + \dot{m}_{16}h_{16} \\ \dot{m}_a(h_{1a} - h_{2a}) &= \dot{m}_{16}h_{16} - \dot{m}_{19}h_{19} \end{aligned} \quad (61)$$

**Calor absorbido por el aire = calor perdido por el agua.**

Entonces simplificando la ecuación de balance de calor y se tiene:

$$\dot{m}_a(h_{1a} - h_{2a}) = \dot{m}_{H_2O}(h_{16} - h_{19}) \quad (62)$$

Sustituyendo el valor:

$$h_{1a} - h_{2a} = h_a$$

$$h_{16} - h_{19} = C_{p,H_2O} * (T_{16} - T_{19})$$

$$T_{16} - T_{19} = \Delta T_{H_2O}$$

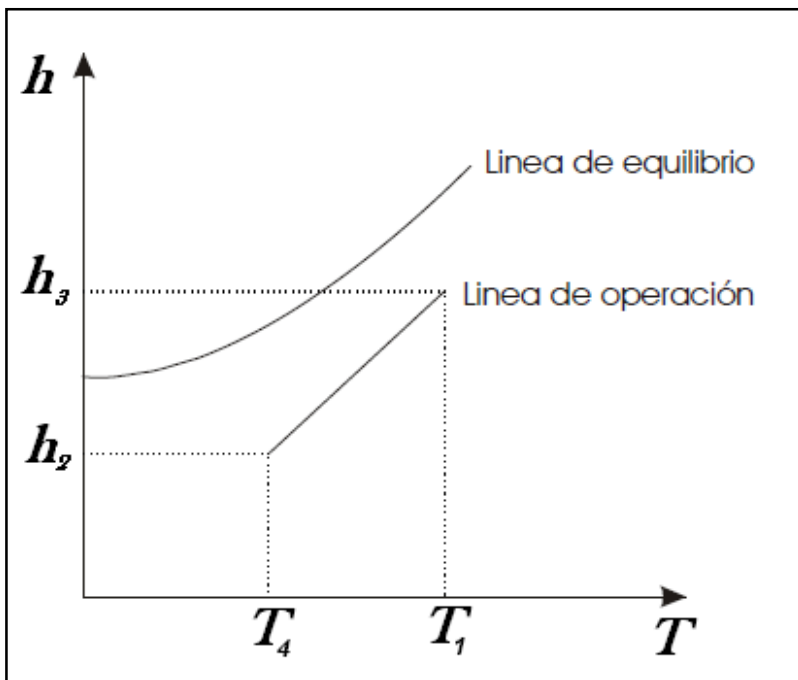
$$h_{16} - h_{19} = C_{p,H_2O} * \Delta T_{H_2O}$$

$$\dot{m}_a * h_a = \dot{m}_{H_2O} * C_{p,H_2O} * \Delta T_{H_2O} \quad (63)$$

Esta ecuación permite trazar una recta que relaciona las entalpías del aire y las temperaturas del agua a lo largo de la torre, esta recta se llama **línea de operación** y pasa por los puntos que representan las condiciones del proceso en la parte inferior ( $h_{1a}, T_{16}$ ) y superior ( $h_{2a}, T_{19}$ ) de la torre; su pendiente es:

$$h_a = \left( \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_a} \right) * C_{p,H_2O} * \Delta T_{H_2O} \quad (64)$$

La Figura 29 se ilustra la línea de operación se traza junto con la curva de equilibrio entalpía vs temperatura para el sistema aire agua.



**Figura 29:** Diagrama entalpía vs temperatura y línea de operación, [25].

## 8.6.2. Cálculo de las propiedades en base seca.

### 8.6.2.1. Flujo másico de aire seco.

Es el aire libre de humedad; los balances se basan en el aire seco porque, es el componente de la fase gaseosa, que no varía su composición, [25].

✓ **Cálculo de aire seco en masa usando el volumen húmedo:**

El flujo volumétrico de aire húmedo  $\dot{V}_{a.h}$  que se alimenta a la torre en m<sup>3</sup>/h.

El volumen húmedo  $V_h$  para la mezcla aire - vapor de agua en metros cúbicos por kilogramo de aire seco, que está dado por la siguiente relación:

$$V_h = \frac{1}{29} + \frac{0.082 * \phi * T}{18 * P} \equiv \left[ \frac{m^3}{kg_{a.s}} \right] \quad (65)$$

En donde la presión total P esta expresada en atmósferas y la temperatura T en K.

Masa molecular del aire (fase gaseosa) = 29.

Masa molecular del vapor de agua = 18.

La ecuación para el cálculo del flujo másico de aire seco:

$$\dot{m}_{a.s} = \frac{\dot{V}_{a.h}}{V_h} \equiv \left[ \frac{kg_{a.s}}{h} \right] \quad (66)$$

✓ **Cálculo de aire seco en masa usando la fracción mol.**

El flujo másico de aire húmedo  $\dot{m}_{a.h}$  que se alimenta a la torre en kg/h.

La humedad absoluta  $\omega$  en kilogramos de vapor de agua por kilogramo de aire seco que son unidades de concentración expresada como relación masa; lo que permite obtener la fracción masa del vapor de agua en kilogramos de vapor de agua por kilogramo de aire húmedo.

Se tienen las siguientes relaciones prácticas que relacionan la humedad absoluta “ $\omega$ ” y la fracción masa de vapor “ $y_v$ ” de agua así:

$$y_v = \frac{\omega}{\omega + 1} \equiv \left[ \frac{kg_v}{kg_{a.h}} \right] \quad (67)$$

La fracción de aire seco en la mezcla gaseosa “ $y_g$ ” en kilogramos de aire seco por kilogramos de aire húmedo.

Como  $y_v + y_g = 1$

Por lo tanto:  $y_g = 1 - y_v \equiv \left[ \frac{kg_{a.s}}{kg_{a.h}} \right]$

La ecuación para el cálculo del flujo másico de aire seco es:

$$\dot{m}_{a.s} = \dot{m}_{a.h}(1 - y_v) \equiv \left[ \frac{kg_{a.s}}{h} \right] \quad (68)$$

$\dot{m}_{a.h}$  = Flujo másico de la mezcla gaseosa (aire húmedo)

$\dot{m}_{a.s}$  = Flujo másico de aire seco.

$V_h$  = Volumen húmedo.

$\omega$  = Humedad absoluta.

$y_v$  = Fracción de agua en la mezcla gaseosa (vapor de agua).

$y_g$  = Fracción de aire seco en la mezcla gaseosa.

### 8.6.2.2. Cálculo de las entalpías.

#### ✓ Entalpía para el agua:

La temperatura del agua de entrada o de salida de la torre, según sea la entalpía a calcular en °C, [25].

La temperatura de referencia  $T_o$  que se toma como 0°C.

El calor específico del agua  $C_{p, H_2O}$  en Kcal/Kg °C.

La ecuación para el cálculo de la entalpía del agua es:

$$h_{H_2O} = C_{p,H_2O} (T_{H_2O} - T_0) \equiv \left[ \frac{Kcal}{kg} \right] \quad (69)$$

✓ **Entalpía para el aire:**

Es la suma del calor sensible de un kilogramo de aire más el calor latente de vaporización del vapor que contiene.

$$h_{aire} = C_h * (T_{aire} - T_0) + \lambda_0 * \omega \quad (70)$$

La temperatura del aire “T<sub>aire</sub>” (mezcla gaseosa) en la entrada o en la salida de la torre, según sea el caso.

La humedad absoluta  $\omega$  en kilogramos de vapor de agua por kilogramo de aire seco.

El calor específico del aire húmedo  $C_h$  en Kcal / (kg de aire seco por °C).

$$C_h = C_{p,aire} + C_{p,agua} * \omega \quad (71)$$

El calor latente de vaporización del vapor ( $\lambda_0$ ) a la temperatura de referencia de 0°C es igual a 597.2 Kcal/Kg, [25].

$$C_{p,aire} = 0.240 \frac{kcal}{kg * ^\circ C} \quad y \quad C_{p,agua} = 0.445 \frac{kcal}{kg * ^\circ C}$$

$$C_h = [0.240 + 0.445 * \omega] \frac{kcal}{kg * ^\circ C}$$

$$\lambda_0 = 597.2 \frac{Kcal}{Kg}$$

Donde:  $T_0$  = Temperatura de referencia (0°C).

T = Temperatura de bulbo seco del aire.

La ecuación para el cálculo de la entalpía:

$$h_{aire} = (0.240 + 0.445 * \omega) * T_{bs,aire} + 597.2 * \omega \equiv \left[ \frac{Kcal}{kg} \right] \quad (71)$$

✓ **Equilibrio de líquido-gas. Ley de Raoult.**

A presiones menores de diez atmósferas se supone que los gases forman soluciones ideales, aunque sus componentes no lo sean, con esta simplificación el equilibrio líquido-gas es, [25]:

$$C_{AL} * X_A * F_{AL} = C_{AG} * Y_A * F_{AV} \quad (72)$$

Donde:

$F_{AL}$  = Fugacidad parcial del componente A en la fase líquida.

$F_{AV}$  = Fugacidad parcial del componente A en la fase gaseosa.

$C_{AL}$  = Coeficiente de actividad del componente A en la fase líquida.

$X_A$  = Fracción molar del componente A en la fase líquida.

$C_{AG}$  = Coeficiente de actividad del componente A en la fase gaseosa.

$Y_A$  = Fracción molar del componente A en la fase gaseosa.

A presiones bajas se pueden igualar las fugacidades con las presiones:

$$F_{AL} = P_A^0$$

$$F_{AV} = P$$

Por lo tanto se obtiene la siguiente ecuación:

$$C_{AL} * X_A * P_A^0 = C_{AG} * Y_A * P \quad (73)$$

Si el líquido es una solución ideal entonces el coeficiente de actividad de  $C_{AL}=1$  y  $C_{AV}=1$  por ser un líquido y gas a bajas presiones; por lo que se modifica la

ecuación anterior y se obtiene la ley de Raoult.

$$X_A * P_A^0 = Y_A * P = P_A$$

$P_A^0$  = Presión de vapor del componente A.

$P_A$  = Presión parcial del componente A en el gas.

$P$  = Presión total.

En las operaciones de humidificación y deshumidificación, la fase líquida está formada por un solo componente y entonces  $X = 1$ .

En el equilibrio  $P_A = P_A^0$  entonces la ecuación de Raoult para el equilibrio la podemos escribir tomando en cuenta la presión de vapor.

$$P_A^0 = Y_A * P \Rightarrow Y_A = \frac{P_A^0}{P} \quad (74)$$

Existe una relación entre la fracción molar “y” y la humedad “w” puesto que la concentración del vapor de agua en la fase gaseosa se expresa en función de la humedad absoluta, que se define como los kg de vapor de agua que contiene cada kg de aire seco. Si hacemos este cambio en la ecuación y la presión de vapor la escribimos como función de la temperatura obtenemos lo siguiente, [25]:

Masa molecular del vapor de agua = 18

Masa molecular del aire (fase gaseosa) = 29

$$P_A^0(T) = \frac{\frac{\omega}{18} * P}{\frac{\omega}{18} + \frac{1}{29}} = \frac{\frac{\omega * P}{18}}{\frac{29 * \omega + 18}{18 * 29}} = \frac{29 * \omega * P}{18 + 29 * \omega} \quad (75)$$

$$\frac{P_A^0(T)}{P} = Y_A = \frac{29 * \omega}{18 + 29 * \omega} = \frac{\omega}{\frac{18}{29} + \omega}$$



$$Y_A = \frac{\omega}{\omega + \frac{18}{29}} \equiv \left[ \frac{\text{kmol}_{\text{agua}}}{\text{kmol}_{\text{aire}}} \right] \quad (76)$$

Si despejamos la humedad “ $\omega$ ” de esta ecuación obtenemos la humedad en el equilibrio o humedad de saturación “ $\omega_{sat}$ ”.

$$\omega_{sat} = \left( \frac{18}{29} \right) \omega_{sat}' , \quad \omega_{sat}' = \left( \frac{P_A^0(T)}{1 - P_A^0(T)} \right) \quad (77)$$

$$\omega_{sat} = \left( \frac{18}{29} \right) \left( \frac{P_A^0(T)}{1 - P_A^0(T)} \right) \quad (78)$$

Los datos obtenidos con la última ecuación se presentan en una curva de equilibrio para el sistema aire-agua, si se gráfica la humedad de saturación contra la temperatura para una presión total constante. (Gráfica anexada).

Cuando no existe el equilibrio la  $P_A < P_A^0$  y entonces la humedad se calcula tomando en cuenta la presión parcial del vapor de agua en el gas  $P_A$  obteniéndose la humedad absoluta “ $\omega$ ”

$$\omega = \left( \frac{18}{29} \right) \left( \frac{P_A}{1 - P_A} \right) \quad (79)$$

En un proceso real como el enfriamiento de agua es importante comparar su comportamiento contra el que se tiene en el equilibrio, porque todas las propiedades en este estado como la presión de vapor, humedad de saturación, calor húmedo de saturación, entalpía de saturación, etc., alcanzan su valor máximo.

### 8.6.2.3. Calculo de la altura de la torre.

De la deducción de la ecuación de diseño para torres de enfriamiento se tiene la siguiente expresión, [25].

$$\dot{m}_{a,s} * dh = K_y * a * (h_i - h) * dZ \quad (80)$$

De la que se despeja dZ

$$dZ = \frac{\dot{m}_{a.s} * dh}{K_y * a * (h_i - h)} \quad (81)$$

Integrando la ecuación anterior se tiene:

$$Z = \frac{\dot{m}_{a.s}}{K_y * a} \int \frac{dh}{(h_i - h)} \quad (82)$$

Ecuación que es difícil de determinar porque no se conocen las condiciones en la interface, por lo que se expresa en función del coeficiente global de transferencia de masa y de las condiciones en el equilibrio que si se conocen, [25].

$$Z = \frac{\dot{m}_{a.s}}{K_y * A} \int \frac{dh}{(h^* - h)}$$

Por definición:

$$NTU = \int \frac{dh}{(h^* - h)} \quad y \quad HTU = \frac{\dot{m}_{a.s}}{K_y * A} \quad (83)$$

Entonces  $Z = HTU * NTU$

Donde:

Z = Altura de la Torre.

$\dot{m}_{a.s}$  = Flujo másico de aire seco.

$K_y$  = Coeficiente de transferencia de masa, kgmol /m<sup>2</sup>s

A = Área empacada de la torre.

a = Área de transferencia.

h = Entalpía del gas, Kcal /Kg.

$h^*$  = Entalpía del gas en el equilibrio, Kcal /Kg.

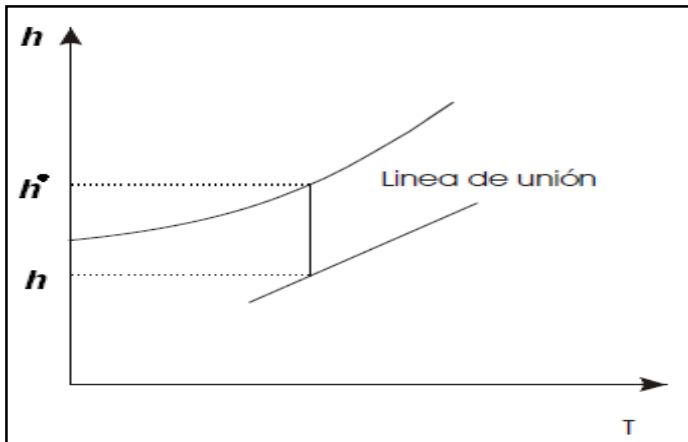
NTU = Número de unidades de transferencia.

HTU = Altura de unidades de transferencia.

Para el cálculo de la integral de la ecuación de diseño se leen pares de valores de  $h$  y  $h^*$  entre  $T_{19}$  y  $T_{16}$  en la Figura 29.

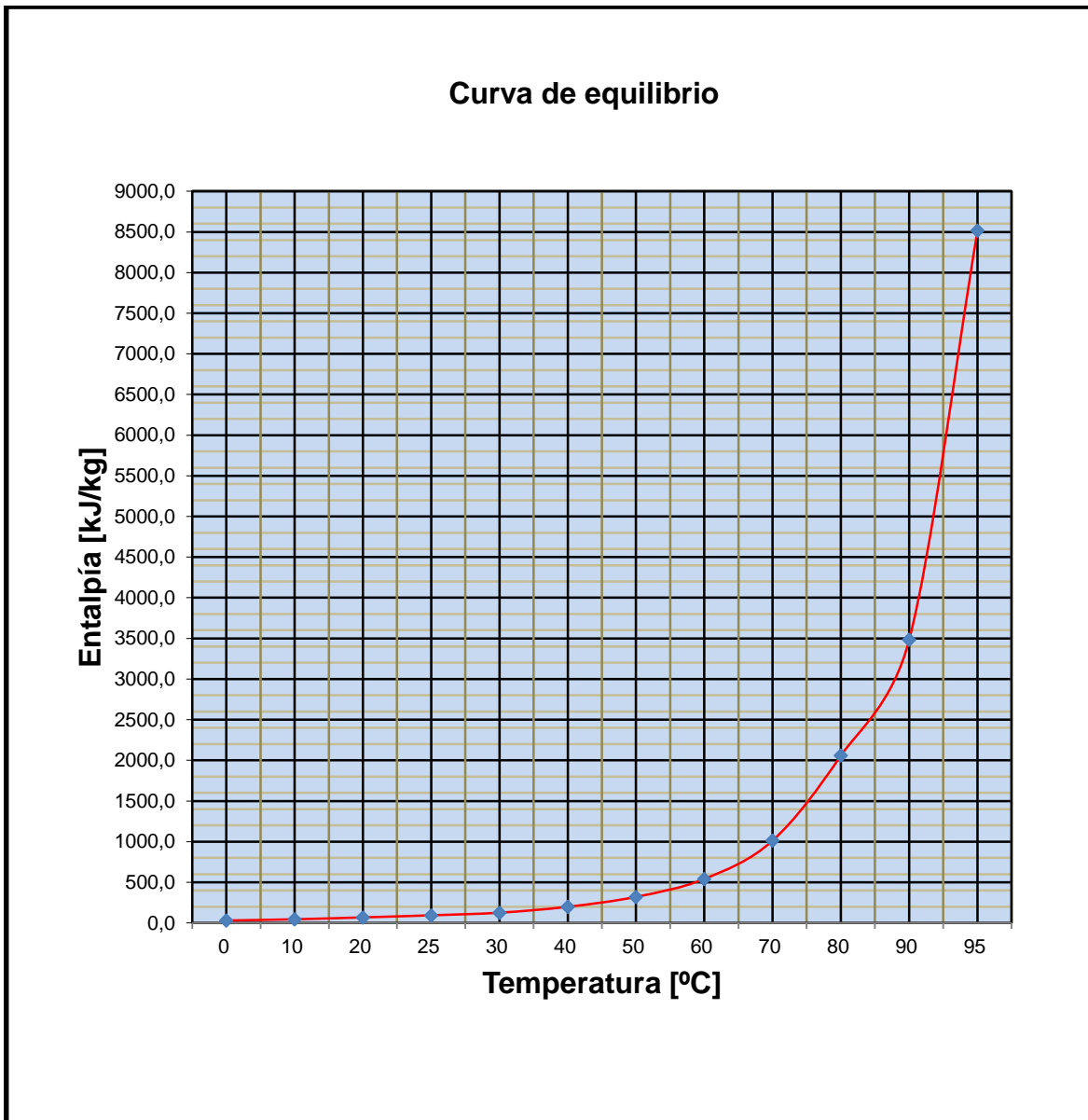
Se trazan líneas de unión con pendiente infinita, con la que se supone que la temperatura en el líquido es la misma que la de equilibrio.

La Figura 30 se ilustra la línea de unión que une la línea de operación con la curva de equilibrio es la de pendiente infinita.



**Figura 30:** Ejemplo de lecturas de  $h^*$  y  $h$ , [25].

La Figura 31 se ilustra la curva de equilibrio tomada de la simulación en Excel.



**Figura 31:** Curva de equilibrio para la lecturas de  $h^*$  y  $h$ , [01].

## 8.7. RESUMEN COMPLETO DE VALORES, DATOS Y CÁLCULOS PARA LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

La torre de enfriamiento ha sido diseñada para apreciar la construcción, diseño y características operativas de un sistema de enfriamiento evaporativo.

Con la torre de enfriamiento se obtienen balances de energía y de masa, y se puede investigar los efectos de: la proporción de circulación del aire, la medida de circulación del agua, la temperatura del agua y la carga de enfriamiento.

En la siguiente tabla 10 están los rango de valores típicos para la determinación del permitido para la torre de enfriamiento para cada uno de flujo máscicos, además el valor calculado debe estar dentro del rango para que cumpla.

**Tabla 10:** Rango permitido para la torre de enfriamiento, [Autor].

Flujo máscico en una área	Rango permitido
$m_{\text{agua}}/\text{Área}$	0,7 a 3,5 [kg/s*m <sup>2</sup> ]
$M_{\text{aire}}/\text{Área}$	1,6 a 2,8 [kg/s*m <sup>2</sup> ]

**Tabla 11:** Resumen de los datos y cálculos de la torre de enfriamiento, [Autor].

Se diseña una Torre de Enfriamiento, la cual debe de enfriar agua de proceso desde 40°C hasta 20°C para un flujo máscico de agua de 0,434 kg/s.					
<b>m</b>	<b>0,434</b>	<b>kg/s</b>	<b>m</b>	<b>1562,4</b>	<b>kg/h</b>
<b>Dimensiones</b>	<b>[m]</b>		<b>Características Técnicas.</b>		
Altura Z	1,1		V <sub>aire</sub>	1121,72	m <sup>3</sup> /h
Ancho	0,40		m <sub>agua</sub>	1562,40	kg/h
Largo	0,40		d <sub>agua</sub>	992,0	kg/m <sup>3</sup>
<b>Empaque</b>			V <sub>agua</sub>	1,575	m <sup>3</sup> /h
Altura Z <sub>e</sub>	0,26		V <sub>agua</sub>	6,9	GPM
Porosidad			Pot motor	3,94	kW
Superf espec			Pot motor	6	hp
F <sub>Emp</sub>			Velocidades máscicas		
K <sub>v</sub> *a [kg/s*m <sup>3</sup> ]	5,767		m <sub>agua</sub> /Area	1995,838	lb/h*ft <sup>2</sup>
			m <sub>aire</sub> /Area	1647,254	lb/h*ft <sup>2</sup>
Ubicamos los puntos 1 y 2 @ 1 atm.					
Punto 1	60%	Humedad relativa del aire %			
	20	Temperatura del Bulbo seco. °C			
Punto 2	100%	Humedad relativa del aire %			
	40	Temperatura del Bulbo seco. °C			
<b>Se obtiene de la carta psicrométrica</b>					
T <sub>BH</sub>	19,5	Temperatura del Bulbo húmedo. °C			
h <sub>a1</sub>	56,0	kJ/kg	Entalpia a T <sub>BS</sub>		
W <sub>a1</sub>	0,0120	kg <sub>agua</sub> /kg <sub>a.s</sub>	Humedad absoluta.		
V <sub>a1</sub>	0,8620	m <sup>3</sup> /kg <sub>a.s</sub>	Volumen especifico.		
h <sub>a2máx</sub>	208,30	kJ/kg	a 40 °C y 100% de HR		

$W_{a2}$	<b>0,0572</b>	kg <sub>agua</sub> /kg <sub>a.s</sub>	Humedad absoluta.	
<b>Línea de Operación</b>				
$(C_{p,agua} * (m_{agua}/m_{aire}))_{máx} =$		$(h_{a1} - h_{a2}) / (T_{17} - T_{16})$		
$(C_{p,agua} * (m_{agua}/m_{aire}))_{máx} =$		<b>7,615</b>	kJ/kg*°C	
$m_{aire}$	859,68	kg/h		
$m_{aire, operac} =$	$1,5 * m_{aire} =$	1289,519	kg/h	
$(C_{p,agua} * (m_{agua}/m_{aire, oper}))$		Pendiente de la línea de operación		
$(C_{p,agua} * (m_{agua}/m_{aire, oper})) =$		5,077	kJ/kg*°C	
Calculamos el valor de entalpía en el punto 16				
$h_{a16}$	157,53	kJ/kg		
<b>DISEÑO</b>				
Z=HTU*NTU				
HTU	Altura de una sección de empaque			
NTU	# de secciones de altura de empaque			
$HTU = m_{aire} / k_y * a$				
$m_{aire} = m_{aire, oper} / Area$		Area [m <sup>2</sup> ]		0,16
$m_{aire}$ [kg/h*m <sup>2</sup> ]	8059,49			
<b>HTU [m]</b>	<b>0,388</b>			
Calculamos la altura de un plato o sección teórica, tenemos que determinar el número de secciones necesarias para el enfriamiento adecuado. Ese valor se logra calculando el NTU. Para determinar NTU es necesario aplicar un método matemático. Usamos el método de los Trapecios para el cálculo de la integral.				
$NTU = \int (dh_{aire} / (h_i - h_{aire}))$				
$NTU = (\Delta h) * (\Sigma R)$				
# de intervalos	<b>20</b>			
$\Delta h =$	5,08	5,26		
$h_{aire}$	$h_i$	$h_i - h_{aire}$	$1 / (h_i - h_{aire})$	R
<b>56,000</b>	<b>93,913</b>	37,913	0,026	0,01319
61,077	<b>99,172</b>	38,096	0,026	0,02625
66,153	<b>104,431</b>	38,278	0,026	0,02612
71,230	<b>109,690</b>	38,460	0,026	0,02600
76,307	<b>114,950</b>	38,643	0,026	0,02588
157,533	<b>199,095</b>	41,562	0,024	0,01203
			$\Sigma R$	<b>0,12947</b>
<b>NTU</b>	<b>0,7</b>			
<b>Altura de empaque necesaria Z</b>				
Z	<b>0,26</b>	m		
<b>ESTIMADO DE LA ALTURA DE LA TORRE TOTAL</b>				
Z (Zona inf)	<b>0,40</b>	m		
Z (Zona sup)	<b>0,40</b>	m		
Z (Total)	<b>1,06</b>	m		
<b>Flujo másico</b>				
$m_{agua} / Area$	<b>2,71</b>	kg/s*m <sup>2</sup>	<b>0,7 a 3,5 [kg/s*m<sup>2</sup>]</b>	
$m_{aire} / Area$	<b>2,24</b>	kg/s*m <sup>2</sup>	<b>1,6 a 2,8 [kg/s*m<sup>2</sup>]</b>	
El valor debe estar en el rango mostrado en la tabla.				
$m_{agua} / Area$	<b>CUMPLE</b>	<b>CUMPLE</b>		
$m_{aire} / Area$	<b>CUMPLE</b>	<b>CUMPLE</b>		
<b>Flujo másico de aire m</b>		<b>1289,52</b>	kg/h	

## 9. LA CRISTALIZACIÓN.

El bromuro de litio es una sal, y en su estado sólido, tiene una estructura cristalina. Cuando LiBr se disuelve en el agua, hay una temperatura de la solución mínima específica para cualquier concentración de la sal dada. La sal empieza a dejar la solución y cristalizar por debajo de esta temperatura mínima.

En una máquina de absorción, si la concentración de la solución también es mayor o la temperatura de la solución está demasiado reducida, puede ocurrir la cristalización. Esto ocurre más probablemente en el intercambiador de calor de la solución, interrumpiendo el funcionamiento de la máquina. En tal caso, la temperatura de la solución concentrada necesita ser elevada a su punto de saturación para que los cristales de la sal retornen a la solución, liberando la máquina.

La causa más frecuente de la cristalización es el goteo aéreo en la máquina que produce la presión aumentada en el evaporador. Esto, a su vez, produce las temperaturas alta del evaporador y, por consiguiente, bajo las capacidades. En las máximas condiciones de carga, el sistema de mando aumenta el calor que entra al generador, produciendo concentraciones de la solución aumentadas al punto dónde puede ocurrir cristalización. Los gases no absorbibles, como el hidrógeno, producido por la corrosión, también puede estar presente, qué reduce el funcionamiento del condensador y del absorbedor. Un método directo para guardar la presión requerida es evacuar el espacio de vapor periódicamente con una bomba de vacío.

Excesivamente el agua fría del condensador, emparejado con una condición de carga máxima, es otra causa para la cristalización. En los diseños modernos, la temperatura de agua de la torre de enfriamiento se permite flotar con las variaciones de carga y a la temperatura de aire libre. De esta manera, usando temperaturas de agua enfriada el funcionamiento de la unidad se mejora. Sin embargo, en el intercambiador de calor la solución baja a las condiciones máxima



de carga, la temperatura de entrada de la solución diluida puede ser bastante baja para reducir la temperatura de la mayor solución concentrada que devuelve del generador al punto de la cristalización.

Una tercera razón es el fallo en la alimentación de corriente eléctrico. Durante el cierre normal, la máquina sufre un ciclo de la dilución que baja la concentración de la solución a lo largo de la máquina. En tal caso, la máquina puede enfriar a la temperatura ambiente sin que ocurra cristalización en las soluciones. La cristalización puede ocurrir probablemente cuando la máquina se detiene operando a la carga llena, cuando hay máxima concentración de soluciones y están presentes en el intercambiador de calor de la solución, [06].

## CONCLUSIONES

- ✓ En la elaboración del estudio de la viabilidad técnica, económica y ambiental de un equipo de refrigeración por absorción con energía termo solar, se pudo observar la aplicación de una gran cantidad de conocimientos adquiridos en el proceso de formación, algunos de estos conocimientos aplicados se relacionan con las ramas de las ciencias básicas, la termodinámica, mecánica de fluidos, transferencia de calor, entre otros.
- ✓ Para la elaboración del presente trabajo se comprendió las variables termofísicas indispensables para seleccionar la información pertinente y necesaria para realizar el estudio que se muestra en este proyecto, que tiene por objeto un sistema de refrigeración por absorción con energía termo solar, para una capacidad de tres toneladas de refrigeración (3 TR).
- ✓ Se debe buscar en el ámbito nacional la forma de implementar un sistema de acciones que permitan contribuir a la modernización de los sistemas de refrigeración, normalmente la definición de estas tecnologías para la modernización de estos sistemas es realizada por los proveedores, lo cual en ocasiones incide en la calidad y eficiencia del producto adquirido.
- ✓ Considerando que se guardan las presiones y temperaturas a otros puntos de la unidad constante, el COP de la unidad se baja cuando la temperatura del generador se aumenta, mientras llevando a un aumento de la presión del generador.
- ✓ Un método para evaluar las características y el funcionamiento de una máquina de absorción para una solución de LiBr-H<sub>2</sub>O es presentado, donde el calor necesario, las ecuaciones de transferencia de calor y de masas, las ecuaciones apropiadas que describen las propiedades de los fluidos en movimiento fueron especificadas. Estas ecuaciones se usaron en un programa de computación en este caso en Excel.

- ✓ El intercambiador de calor en la solución aumenta la eficacia de la unidad. A mayor área del intercambiador de calor, a mayor es su efecto.
- ✓ Finalmente, la desventaja principal es la temperatura de salida de solución en el absorbedor ( $T_1$ ), que tendrá que ser guardada en una temperatura baja para las proporciones de porcentajes más pequeñas en las soluciones de LiBr. Una temperatura razonable a la salida del absorbente estará alrededor de los  $32^{\circ}\text{C}$  para producir un porcentaje de salida la solución o del absorbente de LiBr sobre un 60%.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] Derechos del autor de la investigación, Oscar Oswaldo Valencia Ríos. Institución Universitaria Tecnológico Pascual Bravo. Medellín, 2015.
- [02] ASHRAE, Fundamentals of Refrigeration Handbook, Absorption Cooling, Heating and Refrigeration Equipment. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers. Inc.), Atlanta (Georgia), 1997.
- [03] YUNUS A. ÇENGEL and MICHAEL A. BOLES., Thermodynamics: An Engineering Approach, Fifth Edition, McGraw-Hill 2006.
- [04] FRANK .P. INCROPERA and DAVID P. DEWITT. Fundamentals of transfer of Heat. Four Edition, México, Prentice Hall, 1999.
- [05] COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS AGRÓNOMOS DE MURCIA. Nuevo Curso de Ingeniería del Frío. 2 ed. Madrid: Madrid Vicente, Colombia, 1993.
- [06] KALOGIROU S, FLORIDES G, TASSOU S. Design and construction of a lithium bromide water absorption refrigerator. In: Proceedings of CLIMA 2000 International Conference on CD-ROM, Naples, 2001.
- [07] NUSSELT IN OZISIK M. Heat transfer basic approach. McGraw-Hill Book Company; 1985.
- [08] HOWELL RH, SAUER JH, COAD JW. Principles of HVAC. ASHRAE, Refrigeration Equipment, Section 18.21, 1998
- [09] VARMA HK, MEHROTRA RK, AGRAWAL KN. Heat transfer during pool boiling of LiBr-water solutions at sub-atmospheric pressures. Int. Common Heat Mass Transfer 1994; 21(4):539-48.
- [10] MORIOKA I, KIYOTA M, NAKAO R. Absorption of water vapor into a film of aqueous solution of LiBr falling along a vertical pipe. JSME Int. J, Ser B 1993.

- [11] CONLISK AT. Falling film absorption on a cylindrical tube. AICHE J 1992.
- [12] PATNAIK V, PÉREZ-BLANCO H, RYAN WA. A simple analytical model for the design of vertical tube absorbers. ASHRAE Trans: Res 1993:69-80.
- [13] ANDBERG JW, VLIET GC. Design guidelines for water-lithium bromide absorbers. ASHRAE Trans 1983; 89 (Part 1 B): 220-32.
- [14] ABDULLAGATOV IM, MAGOMEDOV UB. Measurements of thermal conductivity of aqueous LiCl and LiBr solutions. , Phys Chem. 1997.
- [15] LEE R.J., DIGUILIO R.M., JETER S.M., Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentration. II. Density and viscosity. ASHRAE, 1990.
- [16] BELEÑO, JOSÉ y SANCHEZ, JONATÁN. Tesis de grado la bomba de burbujeo y su aplicación en sistemas de refrigeración por absorción, Colombia: Universidad Pontificia Bolivariana de Medellín, 2008. Pág. 29.
- [17] VERA P. EDWIN; ORREGO M. GERMÁN. Diseño del sistema de aire acondicionado por Refrigeración solar para el auditorio del centro para el Desarrollo del Hábitat y la Construcción del SENA Regional Antioquia. Anteproyecto de grado. Universidad Antonio Nariño. 2006.
- [18] PILATOWSKY FIGUEROA, Isaac. Tecnologías de enfriamiento. México: Universidad Nacional Autónoma de México, 2004. p.48.
- [19] KREITH F, BOHN Ms. Principles of heat transfer. 5th Ed. PWS Publishing Company; 1997.
- [20] PETUKHOV, B. S., T. F. IRVINE AND J. P. HARTNETT, eds., Advances in Heat Transfer, Vol. 6, Academic Press, New York, 1970.
- [21] HEROLD EK, RADERMACHER R, KLEIN SA. Absorption chillers and heat pumps. CRS Pres; 1996.

- [22] FOX R.W., McDonald A. T., Introduction to Fluid Mechanics, Second Edition, 1978.
- [23] GROSSMAN G. Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow. Int. J Heat Mass Transf. 1983.
- [24] WERREN L. MCCABE, JULIAN C. SMITH Y PETER HARRIOTTE. Operaciones unitarias en ingeniería química. 4ª Edición, McGraw-Hill.
- [25] CHRISTIE J. GEANKOPLIS. Procesos de transporte y operaciones unitarias. 3ª Edición, México. 1998.
- [26] Instituto colombiano de normas técnicas y certificación. NORMAS TÉCNICAS COLOMBIANAS SOBRE DOCUMENTACIÓN. EDICIÓN ACTUALIZADA 2008.
- [27] Central solar de torre central. (Consultado el 02 de marzo del 2015). Disponible en: [http://recursostic.educacion.es/eda/web/eda2010/newton/materiales/ruiz\\_per\\_ales\\_francisco\\_p3/fuentes\\_solartermica.html](http://recursostic.educacion.es/eda/web/eda2010/newton/materiales/ruiz_per_ales_francisco_p3/fuentes_solartermica.html).
- [28] Conceptos básicos de refrigeración. (Consulta 15 de julio de 2015). <https://www.ashrae.org/resources--publications/handbook>.
- [29] INSTITUTO DE HIDROLOGIA, METEOROLOGIA Y ESTUDIOS AMBIENTALES. Estudio solar y radiación en Colombia. (Consulta 10 de agosto de 2015). <http://repository.lasalle.edu.co/bitstream/handle/10185/17050/T42.09%20S42m.pdf?sequence=1>.
- [30] NAVAL FACILITIES ENGINEERING SERVICE CENTER. Advantages and Disadvantages of Using Absorption Chillers to Lower Utility Bills. (Consulta 20 de agosto de 2015). <http://www.cientificosaficionados.com/energia%20solar/advantages.pdf>.

- [31] ABSORSISTEM, ECOLOGIA EN FRIO. Aplicaciones solares en refrigeración por Absorción. (Consulta 15 de septiembre de 2015). <http://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/principio-y-antecedentes-historicos-del-ciclo-de-refrigeracion-por-absorcion>.
- [32] COLOMBIA. IDEAM. (Consultada el 10 de julio del 2015). Disponible en <http://www.ideam.gov.co>.
- [33] Energía Sustentable en Colombia (Consulta 05 de septiembre de 2015) <http://www.si3ea.gov.co/Home/EnergiaSolar/tabid/74/language/en-US/Default.aspx>.
- [34] Sustancias de Trabajo en Sistemas de Refrigeración por Absorción (Consulta 05 de septiembre de 2015): <http://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/09/ciclos-de-refrigeracion-por-absorcion/>.



## ANEXOS

### Dimensiones de tubos de acero Calibre 40

Tamaño nominal de la tubería (pulgadas)	Diámetro exterior		Grosor de la pared		Diámetro interior			Área de flujo	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pie)	(mm)	(pie <sup>2</sup> )	(m <sup>2</sup> )
1/8	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000 394	3.660 × 10 <sup>-5</sup>
1/4	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000 723	6.717 × 10 <sup>-5</sup>
3/8	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.001 33	1.236 × 10 <sup>-4</sup>
1/2	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.002 11	1.960 × 10 <sup>-4</sup>
3/4	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.003 70	3.437 × 10 <sup>-4</sup>
1	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006 00	5.574 × 10 <sup>-4</sup>
1 1/4	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.010 39	9.653 × 10 <sup>-4</sup>
1 1/2	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.014 14	1.314 × 10 <sup>-3</sup>
2	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.023 33	2.168 × 10 <sup>-3</sup>
2 1/2	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.033 26	3.090 × 10 <sup>-3</sup>
3	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.051 32	4.768 × 10 <sup>-3</sup>
3 1/2	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.068 68	6.381 × 10 <sup>-3</sup>
4	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.088 40	8.213 × 10 <sup>-3</sup>
5	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139 0	1.291 × 10 <sup>-2</sup>
6	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.200 6	1.864 × 10 <sup>-2</sup>
8	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.347 2	3.226 × 10 <sup>-2</sup>
10	10.750	273.1	0.365	9.27	10.020	0.8350	254.5	0.547 9	5.090 × 10 <sup>-2</sup>
12	12.750	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.777 1	7.219 × 10 <sup>-2</sup>
14	14.000	355.6	0.437	11.10	13.126	1.094	333.4	0.939 6	8.729 × 10 <sup>-2</sup>
16	16.000	406.4	0.500	12.70	15.000	1.250	381.0	1.227	0.1140
18	18.000	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	20.000	508.0	0.593	15.06	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	24.000	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

## Dimensiones de tuberías de cobre tipo K

Tamaño nominal	Diámetro exterior		Grosor de la pared		Diámetro interior			Área de flujo	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pie)	(mm)	(pie <sup>2</sup> )	(m <sup>2</sup> )
1/8	0.250	6.35	0.035	0.889	0.180	0.0150	4.572	$1.767 \times 10^{-4}$	$1.642 \times 10^{-5}$
1/4	0.375	9.53	0.049	1.245	0.277	0.0231	7.036	$4.185 \times 10^{-4}$	$3.888 \times 10^{-5}$
3/8	0.500	12.70	0.049	1.245	0.402	0.0335	10.21	$8.814 \times 10^{-4}$	$8.189 \times 10^{-5}$
1/2	0.625	15.88	0.049	1.245	0.527	0.0439	13.39	$1.515 \times 10^{-3}$	$1.407 \times 10^{-4}$
5/8	0.750	19.05	0.049	1.245	0.652	0.0543	16.56	$2.319 \times 10^{-3}$	$2.154 \times 10^{-4}$
3/4	0.875	22.23	0.065	1.651	0.745	0.0621	18.92	$3.027 \times 10^{-3}$	$2.812 \times 10^{-4}$
1	1.125	28.58	0.065	1.651	0.995	0.0829	25.27	$5.400 \times 10^{-3}$	$5.017 \times 10^{-4}$
1 1/4	1.375	34.93	0.065	1.651	1.245	0.1037	31.62	$8.454 \times 10^{-3}$	$7.854 \times 10^{-4}$
1 1/2	1.625	41.28	0.072	1.829	1.481	0.1234	37.62	$1.196 \times 10^{-2}$	$1.111 \times 10^{-3}$
2	2.125	53.98	0.083	2.108	1.959	0.1632	49.76	$2.093 \times 10^{-2}$	$1.945 \times 10^{-3}$
2 1/2	2.625	66.68	0.095	2.413	2.435	0.2029	61.85	$3.234 \times 10^{-2}$	$3.004 \times 10^{-3}$
3	3.125	79.38	0.109	2.769	2.907	0.2423	73.84	$4.609 \times 10^{-2}$	$4.282 \times 10^{-3}$
3 1/2	3.625	92.08	0.120	3.048	3.385	0.2821	85.98	$6.249 \times 10^{-2}$	$5.806 \times 10^{-3}$
4	4.125	104.8	0.134	3.404	3.857	0.3214	97.97	$8.114 \times 10^{-2}$	$7.538 \times 10^{-3}$
5	5.125	130.2	0.160	4.064	4.805	0.4004	122.0	$1.259 \times 10^{-1}$	$1.170 \times 10^{-2}$
6	6.125	155.6	0.192	4.877	5.741	0.4784	145.8	$1.798 \times 10^{-1}$	$1.670 \times 10^{-2}$
8	8.125	206.4	0.271	6.883	7.583	0.6319	192.6	$3.136 \times 10^{-1}$	$2.914 \times 10^{-2}$
10	10.125	257.2	0.338	8.585	9.449	0.7874	240.0	$4.870 \times 10^{-1}$	$4.524 \times 10^{-2}$
12	12.125	308.0	0.405	10.287	11.315	0.9429	287.4	$6.983 \times 10^{-1}$	$6.487 \times 10^{-2}$

### VALORES TÍPICOS DE U EN INTERCAMBIADORES

	Fluidos para la transferencia de Calor	Equipos	Acción	Tipos*	Limites de las presiones †	Valores típicos de U §	
Calentamiento	Líquido-líquido	Intercambiador de la purga de agua de una caldera	Enfriado del líquido purgado: calentamiento del agua de alimentación	CT	M, A	1,02 - 6,13	
		Recuperador de calor de agua de lavaderos	Enfriado de aguas usadas: calentamiento de aguas de alimentación	CT	B	0,61 - 4,09	
		Calentador de agua de servicios	Enfriado de aguas usadas, calentamiento de agua	CT	B, A	1,02 - 6,13	
		Vapor-líquido	Calentamiento usando la purga	Condensado de vapor. Calentamiento de agua de alimentación	CT	B, A	4,09 - 16,35
		Calentador desaireador	Condensado de vapor. Calentamiento de agua de alimentación	M	B, M	ID	
		Calentador de chorros	Condensado de vapor. Calentamiento de agua	M	B	ID	
		Caldera para procesos	Condensado de vapor. Calentamiento de líquido	CT	B, M	2,04 - 10,22	
		Calentador de petróleo	Condensado de vapor. Calentamiento de aceite	CT	B, M	0,41 - 1,23	
		Calentador de agua de servicios	Condensado de vapor. Calentamiento de agua	CT	B, M	4,09 - 16,35 $\left[ \frac{m^2}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	
	Calentador a flujo pleno	Condensado de vapor. Calentamiento de agua	M	B	ID		
	Recalentador de vapor de sodio líquido	Enfriado de sodio. Sobrecalentamiento del vapor	CT	M, A	1,02 - 4,09		
	Gas-líquido	Calentamiento de agua por calor residual	Gas de deshecho es enfriado, calentamiento de agua	T	B	0,041 - 0,204	
		Economizador de caldera	Enfriado de los humos, calentamiento de agua de alimentación	T	M, A	0,041 - 0,204	
Radiador de agua caliente		Enfriado de agua, calentamiento del aire	T	B	0,020 - 0,204		

Calentamiento (continuación)	Gas-gas	Calentador de aire de caldera	Enfriado de los humos, calentamiento del aire de combustión	<i>T, R</i>	<i>B</i>	0,041 - 0,204
		Regenerador de Turbina de gas	Enfriado de los humos, calentamiento del aire de combustión	<i>T</i>	<i>B</i>	0,041 - 0,204
	Vapor-gas	Recalentador de caldera	Enfriado del gas de combustión, sobrecalentamiento del vapor	<i>T</i>	<i>B</i>	0,041 - 0,204
		Serpentín de tubería de vapor	Condensado de vapor, calentamiento del aire	<i>T</i>	<i>M, A</i>	0,041 - 0,204
		Radiador de vapor	Condensado de vapor, calentamiento del aire	<i>T</i>	<i>B</i>	0,041 - 0,204
	Enfriamiento	Líquido-líquido	Enfriador de aceite	Calentamiento de agua, enfriado de aceite	<i>CT, D</i>	<i>B, M</i>
Enfriador de agua			Hierve el líquido de refrigeración, se enfría el agua	<i>CT</i>	<i>B, M</i>	0,61 - 3,07
Enfriador de salmuera			Hierve el líquido de refrigeración, se enfría la salmuera	<i>CT</i>	<i>B, M</i>	0,61 - 3,07
Enfriador de aceite de transformador			Se calienta el agua, se enfría el aceite	<i>CT</i>	<i>B, M</i>	0,41 - 1,02
Vapor-líquido			Desrecalentador de caldera	Se calienta el agua de la caldera, se desrecalienta el vapor	<i>CT, M</i>	<i>M, A</i>
Gas-líquido		Postrefrigeradores y refrigeradores intermedios de compresores	Se calienta el agua, se enfría el aire comprimido	<i>CT</i>	<i>B, A</i>	0,204 - 0,409
		Radiador de motor de combustión interna	Se calienta el aire, se enfría el agua	<i>T</i>	<i>B</i>	0,041 - 0,204
		Generador de hidrógeno, enfriadores de aire	Se calienta el agua, se enfría el hidrógeno o el aire	<i>CT</i>	<i>B</i>	0,041 - 0,204
		Enfriador de acondicionador de aire	Se calienta el agua, se enfría el aire	<i>T</i>	<i>B</i>	0,041 - 0,204
		Intercambiador de calor para refrigeración	Se calienta la salmuera, se enfría el aire	<i>T</i>	<i>B, M</i>	0,041 - 0,204



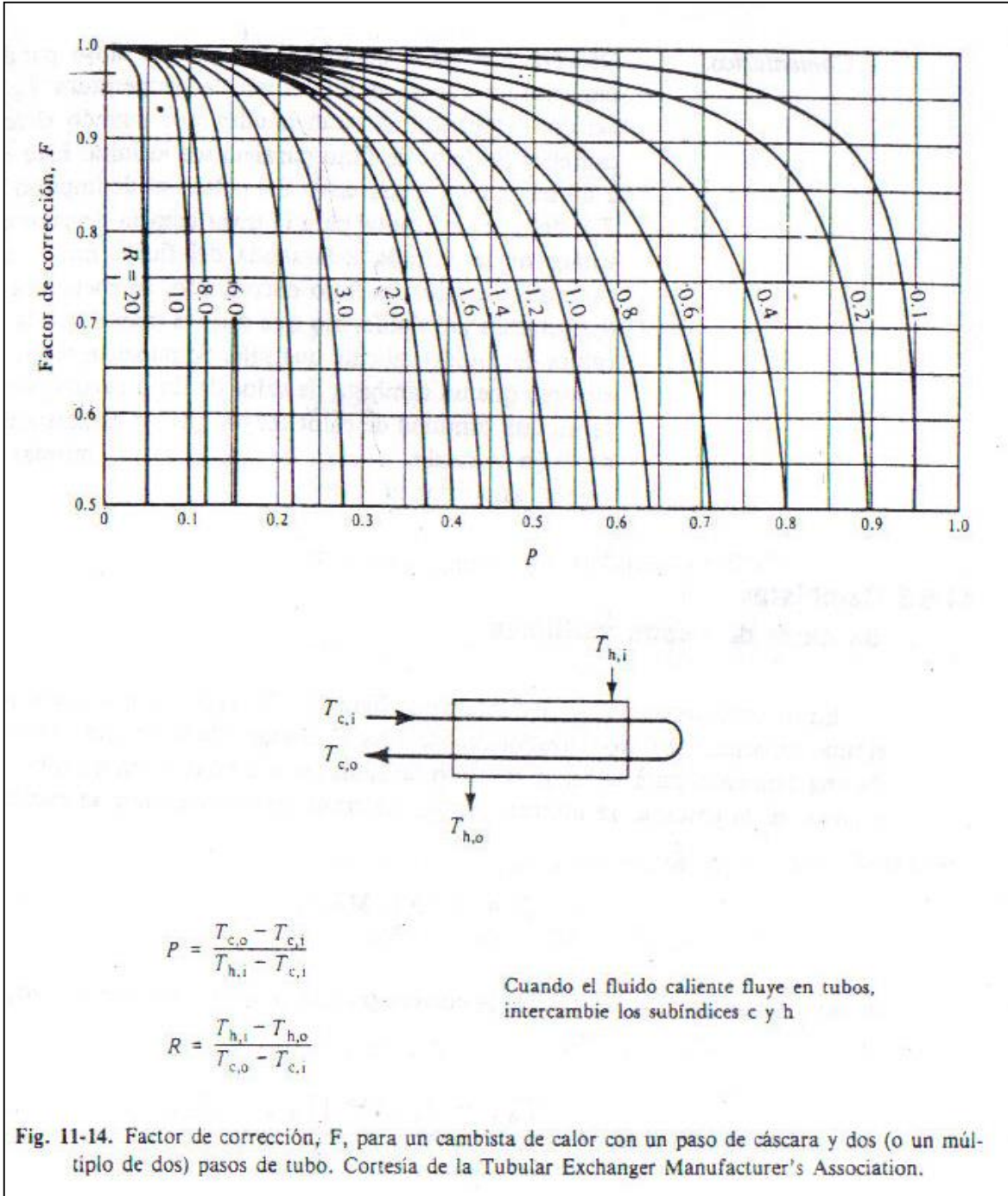
Enfriamiento (continuación)		Evaporador de refrigeración	Hierve el refrigerante, se enfría el aire	<i>T</i>	<i>B, M</i>	0,041 – 0,204 $\frac{M\ddot{S}}{h\ m^2\ ^\circ C}$	
	Vapor-gas	Desrecalentador de caldera	Se calientan los humos, hierve el agua	<i>T</i>	<i>M, A</i>	0,041 – 0,164	
Ebullición	Líquido-líquido	Evaporador de líquido caliente	Se enfrían líquidos de desperdicio, hierve el agua	<i>CT</i>	<i>B, A</i>	0,82 – 3,07	
		Generador de vapor de sodio líquido	Se enfría el sodio, hierve el agua	<i>CT</i>	<i>M, A</i>	10,22 – 20,44	
	Vapor-líquido †	Evaporador (al vacío)	Se condensa vapor, hierve el agua	<i>CT</i>	<i>B</i>	8,18 – 12,26	
		Evaporador (alta presión)	Se condensa vapor, hierve el agua	<i>CT</i>	<i>B, M</i>	8,18 – 12,26	
		Caldera con condensador de mercurio	Se condensa mercurio, hierve el agua	<i>CT</i>	<i>M, A</i>	10,22 – 14,31	
	Gas-líquido	Caldera de vapor de calor de desperdicio	Se enfrían el gas y los humos de la chimenea, hierve el agua	<i>T</i>	<i>B, A</i>	0,041 – 0,204	
		Caldera de vapor a fuego directo	Se enfría el gas de combustión, hierve el agua	<i>T</i>	<i>B, A</i>	0,041 – 0,204	
	Condensación	Vapor-líquido	Condensador de refrigeración	Se calienta el agua, condensa el refrigerante	<i>CT, D</i>	<i>B, M</i>	1,64 – 5,11
		Condensador de vapor de superficie	Se calienta el agua, condensa el vapor	<i>CT</i>	<i>B</i>	6,13 – 16,35	
		Condensador de mezcla de vapor	Se calienta el agua, condensa el vapor	<i>M</i>	<i>B</i>	<i>ID</i>	
		Condensador intermedio y post-condensador	Se calienta el condensado, condensa el vapor	<i>CT</i>	<i>B</i>	0,306 – 6,13	
		Vapor-gas	Condensador de superficie enfriado por aire	Se calienta el aire, condensa el vapor	<i>T</i>	<i>B</i>	0,041 – ,33

\* *CT* = Intercambiador de carcasa y tubos; *M* = intercambiador de mecha de contacto directo; *T* = tubos en el camino del fluido en movimiento o intercambiador; *R* = intercambiador del tipo de placa regenerativa o de placa simple; *D* = intercambiador de tubo doble.

† *B* = rango máximo de presión de 0 a 689 kPa absolutos; *M* = rango máximo de presión de 689 a 3445 kPa absolutos; *A* = 3,445 Mpa absolutos y más.

§ Los valores de *U* representan valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor que pueden ser esperados para diferentes intercambiadores. Los coeficientes están dados en MJ/h<sup>2</sup>C-m<sup>2</sup>. El calor total transferido en el intercambiador en MJ/h, se obtiene multiplicando un valor dado de *U* para ese tipo de intercambiador por la superficie y la diferencia media logarítmica de temperatura. *ID*, significa intercambio directo de calor.

### Factor de corrección.



### ESQUEMA GENERAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

