

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS**

**INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN  
CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS**

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN  
INGENIERÍA**

**Y CIENCIAS APLICADAS**

**INCREMENTO DE PURIFICACIÓN DE AGUA EN UN  
TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN  
UTILIZANDO (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl+H<sub>2</sub>O)**

**TESIS PROFESIONAL PARA OBTENER EL GRADO DE:  
MAESTRÍA EN SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA**

**I.M. MANUELA CELESTE SALGADO PINEDA**

**ASESORES:**

**DR. DAVID JUÁREZ ROMERO**

**DR. ARMANDO HUICOCHA RODRÍGUEZ**

**SINODALES:**

**DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN**

**DR. JUAN CARLOS GRACÍA CASTREJÓN**

**DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ**

**CUERNAVACA, MOR.**

**Febrero, 2019**



INSTITUTO DE INVESTIGACION EN CIENCIAS BASICAS Y APLICADAS  
CENTRO DE INVESTIGACION EN INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS

Jefatura de Posgrado en Sustentabilidad Energética

*"2019, a 100 años del asesinato del General Emiliano Zapata Salazar"*



Cuernavaca, Morelos, a 28 de enero de 2019.



**DR. DIEGO SEURET JIMÉNEZ  
COORDINADOR DEL POSGRADO EN  
SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA  
P R E S E N T E**

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada INCREMENTO DE PURIFICACIÓN DE AGUA EN UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN UTILIZANDO (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl+H<sub>2</sub>O) que presenta la alumna MANUELA CELESTE SALGADO PINEDA, para obtener el título de MAESTRÍA EN SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN	Aprobado	
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN	Aprobado	
DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ	Aprobado	
DR. ARMANDO HUICOCHA RODRÍGUEZ	Aprobado	
DR. DAVID JUÁREZ ROMERO	Aprobado	

**PLAZO PARA LA REVISIÓN 20 DÍAS HÁBILES (A PARTIR DE LA FECHA DE RECEPCIÓN DEL DOCUMENTO)**

**NOTA. POR CUESTION DE REGLAMENTACIÓN LE SOLICITAMOS NO EXCEDER EL PLAZO SEÑALADO, DE LO CONTRARIO LE AGRADECEMOS SU ATENCIÓN Y NUESTRA INVITACIÓN SERÁ CANCELADA.**

## Resumen

El uso de combustibles fósiles son el principal productor de gases efecto invernadero, provocando el calentamiento global de nuestro planeta, esto ha motivado a realizar investigaciones sobre el ahorro energético.

El transformador térmico por absorción (TTA) del presente trabajo puede aprovechar el calor de desecho de la industria y utilizarlo para poder purificar agua. Anteriormente se utilizaba como mezcla absorbente el (LiBr+H<sub>2</sub>O) pero debido a su alta corrosividad en los materiales, se optó por la mezcla cuaternaria (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) +H<sub>2</sub>O, la cual posee una mayor solubilidad, concentración de sales y menor riesgo de cristalización.

En experimentaciones pasadas utilizando como mezcla absorbente (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) +H<sub>2</sub>O en el ciclo de absorción, se pudo observar una disminución en la cantidad de agua purificada, en comparación a las pruebas utilizando (LiBr+H<sub>2</sub>O). Es por lo que se busca aumentar el flujo de la mezcla en el absorbedor, y en consecuencia aumentar el calor él.

Se crea un algoritmo matemático de la termo-hidráulica de la mezcla cuaternaria en estado estable, con el fin de obtener las caídas de presión en distintos tramos de tubería.

Localizadas las secciones con mayor caída de presión, se realizan teóricamente modificaciones en su configuración (reducción de longitud de tubería y análisis del calor en el economizador).

Al reducir las caídas de presión se tiene como resultado un aumento en el flujo másico de la mezcla absorbente en el absorbedor, y en consecuencia se aumenta el calor necesario para la destilación de agua impura.

## **Abstract**

The use of fossil fuels is the main producer of greenhouse gases, causing global warming of our planet, this has motivated research into energy savings.

The absorption thermal transformer (TTA) has the effect of taking advantage of the heat of the industry's design and using it to purify the water. Previously it was used as an absorbent mixture (LiBr + H<sub>2</sub>O) but due to its high corrosivity in the materials, we chose the quaternary mixture (LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) + H<sub>2</sub>O, which has a higher solubility, more sales concentration and lower risk of crystallization.

In past experiments in the TTA with the quaternary mixture, a decrease in water purification could be observed, that with the (LiBr + H<sub>2</sub>O). So, it seeks to improve the absorption cycle, to increase the flow and heat of the mixture in absorber.

Through the experimental tests in the stable state, a mathematical analysis of the thermo-hydraulic of the quaternary mixture is created in the absorption cycle, in order to obtain the pressure responses in the different cycle times.

Located the sections with the biggest pressure drop, the modifications in the functions and the economizer have been made theoretically, using as design data with the quaternary mixture. In order to obtain greater flow in absorbing and increasing the amount of water purification by distillation.

*Dedicatorias:*

*A mis hijos, para ustedes es todo lo que soy*  
*A mi esposo, por su comprensión, amor y apoyo*  
*A mis hermanas*  
*A mis padres*

## **Agradecimientos**

Al Dr. David Juárez Romero y al Dr. Armando Huicochea Rodríguez por su apoyo y colaboración para culminar mis estudios de maestría.

A los miembros del jurado por su atención y enseñanzas, así como sus correcciones para culminar el trabajo presente.

Al Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas sus instalaciones, doctores y personal de biblioteca por sus servicios brindados.

Al CONACYT y SENER por el apoyo económico.

Al Dr. Tabai Torres por su apoyo incondicional.

# ÍNDICE

<b>Capítulo 1 Introducción</b> .....	<b>1</b>
1.1 Panorama energético en México .....	1
1.2 Tecnologías de recuperación de calor residual .....	2
1.3 Clasificación de bombas de calor .....	3
1.4 Clasificación de mezcla absorbente .....	6
1.5 Justificación .....	9
1.6 Objetivo .....	10
1.6.1 Objetivos específicos .....	10
1.7 Estructura de tesis .....	10
<b>Capítulo 2 Ventajas de las Propiedades termodinámicas de la mezcla (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) +H<sub>2</sub>O</b> .....	<b>11</b>
2.1 Densidad .....	11
2.2 Viscosidad .....	13
2.3 Condiciones de operación del GE y AB .....	14
<b>Capítulo 3 Descripción geométrica del transformador térmico por absorción</b> .....	<b>15</b>
3.1 Descripción general del equipo .....	15
3.2 Descripción del ciclo de absorción .....	18
3.2.1 Generador .....	19
3.2.2 Absorbedor .....	20
3.2.3 Economizador .....	21
3.3 Bombas de solución .....	23
3.4 Dimensiones de tubería .....	24
<b>Capítulo 4 Análisis y mejoras en el circuito de absorción</b> .....	<b>26</b>
4.1 Caídas de presión en tuberías .....	26
4.2 Caídas de presión en accesorios .....	28
4.3 Caída de presión en el economizador .....	29
4.4 Sumatoria de caída de presión en el ciclo de absorción .....	31
4.5 Estudio de transferencia de calor en el economizador .....	32
4.6 Mejoras en tubería .....	36
<b>Capítulo 5 Resultados</b> .....	<b>40</b>
5.1 Metodología implementada .....	40

<b>5.2 Conclusiones .....</b>	<b>42</b>
<b>5.3 Recomendaciones .....</b>	<b>43</b>
<b>Bibliografía.....</b>	<b>44</b>
<b>Apéndice A .....</b>	<b>47</b>
<b>Apéndice B .....</b>	<b>48</b>
<b>Apéndice C .....</b>	<b>50</b>
<b>Apéndice D .....</b>	<b>52</b>
<b>Apéndice E .....</b>	<b>55</b>
<b>Anexos.....</b>	<b>59</b>



## Nomenclatura

A	Área	(m <sup>2</sup> )
COP	Coefficiente de desempeño	(adimensional)
Cp	Capacidad calorífica	(kJ/kg K)
d	Diámetro	(m)
De	Diámetro equivalente	(m)
dEN	Diámetro de enrollamiento	(m)
Dh	Diámetro hidráulico	(m)
f	Factor de fricción	(adimensional)
g	Gravedad	(m/s <sup>2</sup> )
h	Entalpía	(kJ/kg)
h INT	Coefficiente convectivo interno	(kJ/m <sup>2</sup> C)
h EXT	Coefficiente convectivo externo	(kJ/m <sup>2</sup> C)
L	Longitud	(m)
Le	Longitud equivalente	(m)
Lt	Longitud lineal	(m)
LMTD	Temperatura media logarítmica	(°C)
m	Flujo másico	(kg/s)
Nu	Número de Nusselt	(adimensional)
N <sub>Dean</sub>	Número de Dean	(adimensional)
Pr	Número de Prandtl	(adimensional)
P	Presión	(kPa)
Q	Flujo de calor o Potencia	(kW)
r	Radio	(m)
R	Radio de curvatura de la espira	(m)
Re	Número de Reynolds	(adimensional)
T	Temperatura	(°C)
T	Temperatura	(K)
U	Coefficiente global de transferencia de calor	(J/sm <sup>2</sup> °C)
V	Volumen	(m <sup>3</sup> )
W	Flujo volumétrico	(m <sup>3</sup> /s)
X	Concentración	(% peso)
ΔT	Diferencia de temperatura	(°C)
ΔP	Diferencia de presión	(kPa)

## Letras Griegas

$\rho$	Densidad	(kg/cm <sup>3</sup> )
$\mu$	Viscosidad dinámica	(Pa*s)
$\lambda$	Conductividad térmica	(J/sm <sup>2</sup> K)
$k$	Conductividad térmica del acero inoxidable	(J/sm <sup>2</sup> K)
$v$	Velocidad	(m <sup>2</sup> )

## Subíndices

AB	Absorbedor
CO	Condensador
EVA	Evaporador
ECO	Economizador
GE	Generador
INT	Interno
EXT	Externo
SAL	Salida
ENT	Entrada
SD	Solución diluida
SC	Solución concentrada

## Lista de Tablas

<b>Tabla 1.1</b> Comparación de las propiedades físicas y de transporte de las mezclas de absorción en el mismo TTA .....	7
<b>Tabla 1.2</b> Antecedentes experimentales (LiBr+LiI+LiNO <sub>3</sub> + LiCl) +H <sub>2</sub> O .....	9
<b>Tabla 2.3</b> Especificaciones técnicas del modelo DMA 60/512P (anton-paar.com, s.f.) .....	11
<b>Tabla 2.4</b> Coeficientes para obtener la densidad con la ecuación 2.1 .....	12
<b>Tabla 2.5</b> Coeficientes para obtener la densidad con la ecuación 2.2 .....	12
<b>Tabla 2.6</b> Coeficientes para obtener la viscosidad con la ecuación 2.3 .....	13
<b>Tabla 2.7</b> Coeficientes para obtener la viscosidad con la ecuación 2.4 .....	13
<b>Tabla 2.8</b> Condiciones de operación del ciclo de absorción .....	14
<b>Tabla 3.9</b> Especificaciones del evaporador .....	16
<b>Tabla 3.10</b> Especificaciones de diseño del condensador.....	16
<b>Tabla 3.11</b> Especificaciones de los flujómetros para la mezcla absorbente.....	18
<b>Tabla 3.12</b> Cálculo de potencias en equipos (Barroso, 2003).....	22
<b>Tabla 3.13</b> Especificaciones geométricas del generador.....	19
<b>Tabla 3.14</b> Especificaciones geométricas del absorbedor .....	20
<b>Tabla 3.15</b> Especificaciones geométricas del economizador (Huicochea, 2009). ....	21
<b>Tabla 3.16</b> Especificaciones del tubing del economizador.....	21
<b>Tabla 3.17</b> Características técnicas de la bomba 73004-04 (Cole-Parmer Instrument Company, 2018) .....	23
<b>Tabla 3.18</b> Dimensiones de tubería.....	24
<b>Tabla 3.19</b> Longitud de tuberías y número de accesorios del circuito GE->AB.....	24
<b>Tabla 3.20</b> Longitud de tuberías y número de accesorios del circuito AB->GE.....	24
<b>Tabla 4.21</b> Propiedades de la mezcla en las tuberías del TTA .....	27
<b>Tabla 4.22</b> Caídas de presión en tuberías del TTA.....	27
<b>Tabla 4.23</b> Caída de presión por accesorios en el ciclo AB->GE.....	29
<b>Tabla 4.24</b> Caída de presión por accesorios en el ciclo GE->AB.....	29
<b>Tabla 4.25</b> Propiedades de la mezcla en el economizador (Véase Apéndice A) ....	29
<b>Tabla 4.26</b> Caída de presión en economizador .....	31
<b>Tabla 4.27</b> Sumatoria de caídas de presión en los ciclos .....	31
<b>Tabla 4.28</b> Datos de diseño termodinámico del TTA (Barroso, 2003).....	32
<b>Tabla 4.29</b> Datos de diseño del economizador con LiBr (Barroso, 2003) .....	33
<b>Tabla 4.30</b> Propiedades de la mezcla para el cálculo de Q <sub>ECO</sub> .....	35
<b>Tabla 4.31</b> Datos del Q <sub>ECO</sub> con (LiBr + LiI+LiNO <sub>3</sub> + LiCl) +H <sub>2</sub> O.....	35
<b>Tabla 4.32</b> Caída de presión en tubería GE->AB antes de ECO, con modificación de diámetro de tubería.....	36
<b>Tabla 4.33</b> Caída de presión en tubería GE->AB antes de ECO, con modificación de diámetro de tubería y reducción de longitud .....	37
<b>Tabla 4.34</b> Mejoras en la presión del ciclo de absorción.....	38
<b>Tabla 5.35</b> Longitud de tubería ¼” entre los equipos principales .....	40
<b>Tabla 5.36</b> Propiedades de la mezcla en el ciclo de absorción.....	40
<b>Tabla 5.37</b> Propiedades de la mezcla en el economizador.....	41

## Lista de figuras

<b>Fig. 1.1</b>	Diagrama esquemático de una bomba de calor por compresión .....	4
<b>Fig. 1.2</b>	Diagrama esquemático de una bomba de calor convencional con tres niveles de temperatura y dos niveles de presión .....	5
<b>Fig. 1.3</b>	Diagrama esquemático del ciclo refinado de un TTA (Torres,2017).....	5
<b>Fig. 1.4</b>	Línea del tiempo de la mezcla cuaternaria.....	8
<b>Fig. 1.5</b>	Equipo experimental para purificación de agua .....	8
<b>Fig. 3.6</b>	Diagrama del TTA integrado a un sistema de purificación de agua .....	15
<b>Fig. 3.7</b>	Vista del evaporador.....	16
<b>Fig. 3.8</b>	Diseño del condensador .....	17
<b>Fig. 3.9</b>	Circuito de absorción de un TTA .....	18
<b>Fig. 3.10</b>	Vista ortogonal completa del generador (Huicochea, 2009).....	19
<b>Fig. 3.11</b>	Vista ortogonal completa del absorbedor (Huicochea, 2009) .....	20
<b>Fig. 3.12</b>	Vista del economizador .....	22
<b>Fig. 3.13</b>	Curvas de diseño bombas (Cole-Parmer Instrument Company, 2018) ....	23
<b>Fig. 3.14</b>	Tubing vs. tubería de acero Inox.....	25
<b>Fig. 4.15</b>	Resultados de caída de presión en tuberías.....	28
<b>Fig. 4.16</b>	Partes en el economizador (Marín, 2007) .....	31
<b>Fig. 4.17</b>	Caída de presión tubería 1/4" vs. Caída de presión tubería 1/2" .....	36
<b>Fig. 4.18</b>	Caída de presión tubería 1/4" vs. Modificaciones de diámetro y longitud de tubería .....	37
<b>Fig. 4.19</b>	Destilación de agua vs. $Q_{AB}$ (Torres, 2017) .....	39
<b>Fig. 5.20</b>	Resultados de caída de presión en el ciclo de absorción.....	41

# Capítulo 1 Introducción

## 1.1 Panorama energético en México

### Capacidad instalada de generación eléctrica

El 70% de la capacidad instalada en México proviene de centrales termoeléctricas, con una capacidad de 53 358MW. El otro 30% proviene de energías limpias, con una capacidad de 22 327MW.

Cada año se aumenta un 3% de capacidad de generación en el país, donde las tecnologías limpias crecieron a un ritmo de 4.6% anual en el periodo del 2007 al 2017. Durante este periodo se ha incrementado la generación eléctrica con combustibles fósiles un 1.8% anual, sin embargo, la generación de energía eléctrica en termoeléctricas ha disminuido un 2.4% anual.

Las centrales termoeléctricas convencionales y carboeléctricas, redujeron en conjunto 33% a 22% de participación en la generación eléctrica, debido a las altas emisiones contaminantes (SENER, 2018).

### El potencial de las Energías Renovables

Las zonas del bajío de México se han identificado con alto potencial de energías renovables, y han llegado varias herramientas para que inversionistas puedan hacer planes de redes de transmisión y distribución en el país. Para hacer estos planes se toma en cuenta varios factores como son la disponibilidad del recurso, temperatura, latitud, altitud, entre otros.

Gracias al AZEL (Atlas Nacional de Zonas con Alto Potencial de Energías Limpias) se han definido 4 escenarios para permitir al país aprovechar los recursos renovables en el corto, mediano y largo plazo.

Por ejemplo, en el escenario 1 se identificaron zonas de alto potencial para el desarrollo de proyectos de generación eléctrica para 2016 donde la energía solar tiene una capacidad instalada de 1,171,881 MW y un potencial de generación de 2,121,803 GWh/a. En cambio, la energía geotérmica tiene una capacidad instalada de 174MW y un potencial de generación de 1,373 GWh/a (SENER, 2017).

## Bombas de calor como Energía Renovable

En el informe de (GREENPEACE, 2011), considera la diferencia de emisiones CO<sub>2</sub> entre las bombas de calor y las calderas de gas natural (una de las energías térmicas más eficientes). Una bomba de calor con un COP de 0.35 tiene emisiones de 71 gCO<sub>2</sub>/kWh, en cambio una caldera tiene emisiones medias de 215 gCO<sub>2</sub>/kWh.

En el Diario Oficial de la Unión Europea del 2009, establece que se puede considerar una bomba de calor como energía renovable siempre que su SPF (Factor de Rendimiento Estacional), que es equivalente al coeficiente de rendimiento estacional neto en modo activo, sea superior a 0.25.

### **1.2 Tecnologías de recuperación de calor residual**

La mayoría de los procesos industriales generan desperdicios de energía (aire, gases o líquidos) que se consideran inservibles, sin embargo, puede ser recuperados y reincorporados al proceso termodinámico con el objeto de disminuir los impactos nocivos al ambiente y reducir el consumo de combustibles fósiles.

La recuperación de energía consiste en aprovechar los flujos térmicos secundarios de otros procesos, mediante intercambiadores de calor de diversos tipos (Hortal, 2005):

- Intercambiadores de tubos y coraza
- Intercambiadores de placas
- Heat pipes
- Economizadores
- Calderas de recuperación

La revalorización energética consiste en:

- Elevar el nivel térmico, mediante energía suplementaria.
- Convertir fluidos de trabajo de baja calidad de calor en alta calidad de calor.

### 1.3 Clasificación de bombas de calor

Son dispositivos que eleva la temperatura de una fuente de energía a un nivel térmico más alto, utilizan un fluido de trabajo y una mezcla absorbente. Estos dispositivos contribuyen a la reducción de las emisiones contaminantes, tales como dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) y metano ( $\text{CH}_4$ ), principales gases sobre el efecto invernadero.

Clasificación por su proceso físico:

- Por compresión.
- Por absorción convencional.
- Por absorción no convencional (transformadores térmicos)

Las bombas de calor pueden agrupar en dos tipos:

- a) Bomba de calor por absorción convencional donde  $T_{\text{EVA}} < T_{\text{CO}}$
- b) Bomba de calor por absorción ciclo refinado donde  $T_{\text{CO}} < T_{\text{EVA}}$

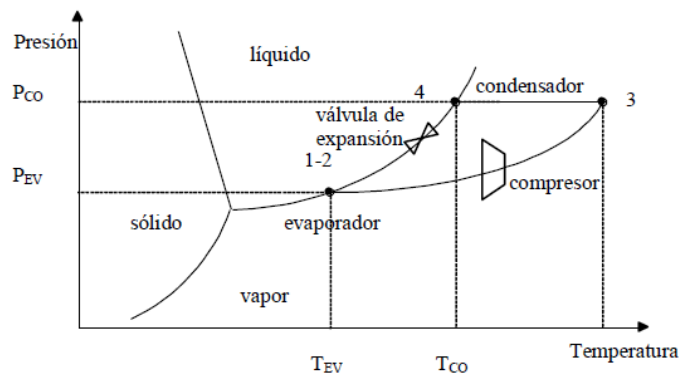
La diferencia entre estas bombas de calor recae en que el evaporador opera a una mayor temperatura que el condensador, que requiere dos bombas de circulación, una para el fluido de trabajo y otra para la mezcla absorbente (Siqueiros, 2007).

#### Bombas de calor por compresión mecánica de vapor

Por su alto rendimiento es la bomba de calor más utilizada. Puede ser utilizada tanto para calefacción como para el enfriamiento.

Los principales componentes son: compresor, evaporador, condensador y una válvula de expansión.

Su ciclo termodinámico se muestra en la fig. 1.1 con un diagrama presión-temperatura. El vapor de la mezcla de trabajo se evapora (línea 1-2) a la temperatura  $T_{\text{EVA}}$  extrayendo una cantidad de calor  $Q_{\text{EVA}}$  del medio. La mezcla de trabajo se comprime (línea 2-3) y cede calor latente  $Q_{\text{CO}}$  a una temperatura mayor  $T_{\text{CO}}$  en el condensador (línea 3-4). La mezcla de trabajo se expande a través de la válvula de expansión y se regresa al evaporador completando así el ciclo (línea 4-1).



**Fig. 1.1** Diagrama esquemático de una bomba de calor por compresión

Las principales ventajas de las bombas de calor por absorción sobre las bombas de calor por compresión son (Santoyo, Siqueiros, Heard, & Santoyo, 1996):

- Usan poca energía mecánica.
- Los fluidos de trabajo no son dañinos para el medio ambiente.
- No cuentan con compresores.
- Pueden diseñarse fácilmente a partir de los datos termodinámicos.

#### Ciclo básico de una bomba de calor convencional

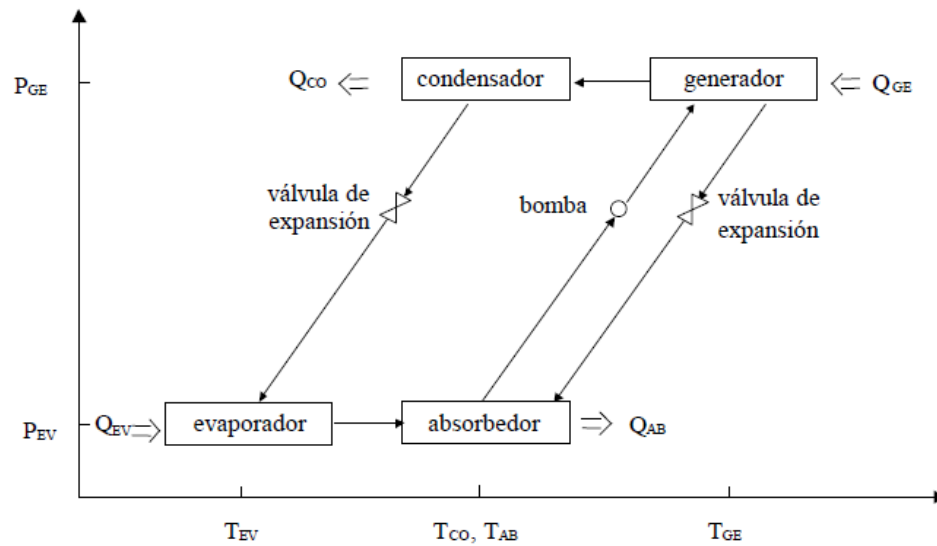
En el ciclo se suministra temperatura elevada ( $T_{GE}$ ) al generador, en el cual se realiza la separación de una parte del fluido de trabajo del absorbente.

Al fluido de trabajo se le reduce su temperatura en el condensador cediendo energía a una temperatura intermedia ( $T_{CO}$ ).

El fluido de trabajo cambia a fase líquida y se expande para posteriormente pasar al evaporador donde se cambia a fase de vapor a una temperatura menor con ayuda de la energía que proviene de una fuente de calor de desecho ( $T_{EVA}$ ).

El vapor proveniente del evaporador se conduce al absorbedor en donde se pone en contacto con una corriente de fluido de trabajo – absorbente proveniente del generador, produciendo un desprendimiento de calor que es una energía a una temperatura ( $T_{AB}$ ).



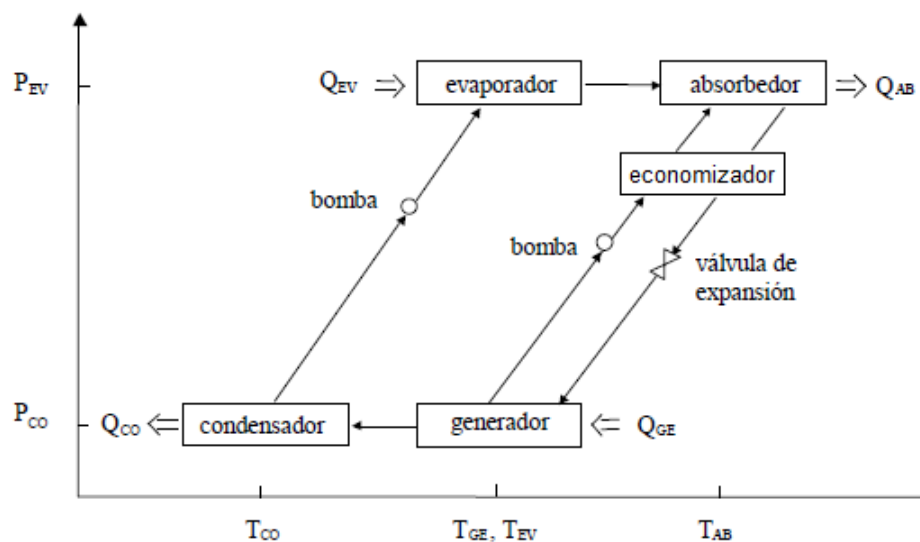


**Fig.1.2** Diagrama esquemático de una bomba de calor convencional con tres niveles de temperatura y dos niveles de presión

Ciclo refinado de un transformador térmico por absorción

El ciclo refinado de un transformador térmico por absorción de una etapa mostrado en la fig. 1.3, consiste en un ciclo básico con un intercambiador de calor ubicado entre el generador y el absorbedor con el objetivo de precalentar la mezcla que se conduce al absorbedor utilizando parte de la energía que aun contiene el fluido proveniente del absorbedor.

Este intercambiador de calor helicoidal (economizador) incrementa la eficiencia del ciclo dependiendo de su efectividad (Torres, 2017).



**Fig. 1.3** Diagrama esquemático del ciclo refinado de un TTA (Torres,2017)

### Coeficiente de Operación

Representa la eficiencia del TTA, se define como el calor proporcionado por el absorbedor  $Q_{AB}$  dividido entre la cantidad total de calor suministrado al generador y evaporador ( $Q_{GE} + Q_{EVA}$ ) (Hernández, 2016).

Entre mayor sea COP del TTA mayor será la cantidad de agua destilada en el absorbedor.

$$COP = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{CO}}$$

### Relación de Flujo

FR por sus siglas en inglés (flow ratio) es definido como la relación de las concentraciones de la solución proveniente del absorbedor ( $X_{AB}$ ) con la solución proveniente del generador ( $X_{GE}$ ) entre menor sea FR la reacción exotérmica en absorbedor será mayor.

$$FR = \frac{X_{GE}}{X_{GE} - X_{AB}}$$

### Incremento de Temperatura

GTL por sus siglas en inglés (gross temperatura lift) es la diferencia entre la temperatura del absorbedor y la temperatura del evaporador (Hernández, 2016), entre mayor sea el GTL, requerirá un nivel térmico alto en el absorbedor para obtener el equilibrio termodinámico.

$$GTL = T_{AB} - T_{EVA}$$

## **1.4 Clasificación de mezcla absorbente**

La mezcla de trabajo es la combinación de un fluido de trabajo ( $H_2O$ ) y una mezcla absorbente.

El COP de los transformadores térmicos por absorción depende de las propiedades termodinámicas, químicas y físicas de la mezcla de trabajo, a continuación, se muestran las mezclas más utilizadas en el TTA.

La mezcla absorbente debe tener (Torres, 2017):

- Punto de ebullición alto y presión de vapor despreciable a la temperatura de generación, para evitar contaminación en el condensador.
- Solubilidad en el fluido de trabajo en un intervalo amplio de concentraciones, para evitar cristalización.
- Presión de vapor menor que la del fluido de trabajo a la temperatura en el absorbedor.

### Bromuro de Litio+H<sub>2</sub>O

Por su precio, características de transferencia de calor y masa, la mezcla LiBr + agua es una de las mezclas más utilizadas. Sin embargo, a concentraciones y temperaturas mayores existe cristalización y corrosividad.

### Carrol+H<sub>2</sub>O

Esta mezcla es una sustancia formada por los compuestos químicos: LiBr y un compuesto orgánico (etilenglicol) como aditivo.

La ventaja de Carrol+H<sub>2</sub>O sobre el LiBr+H<sub>2</sub>O es que el etilenglicol inhibe la cristalización, por lo cual puede ser utilizada a concentraciones y temperaturas mayores (Torres, 2017).

### (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) +H<sub>2</sub>O

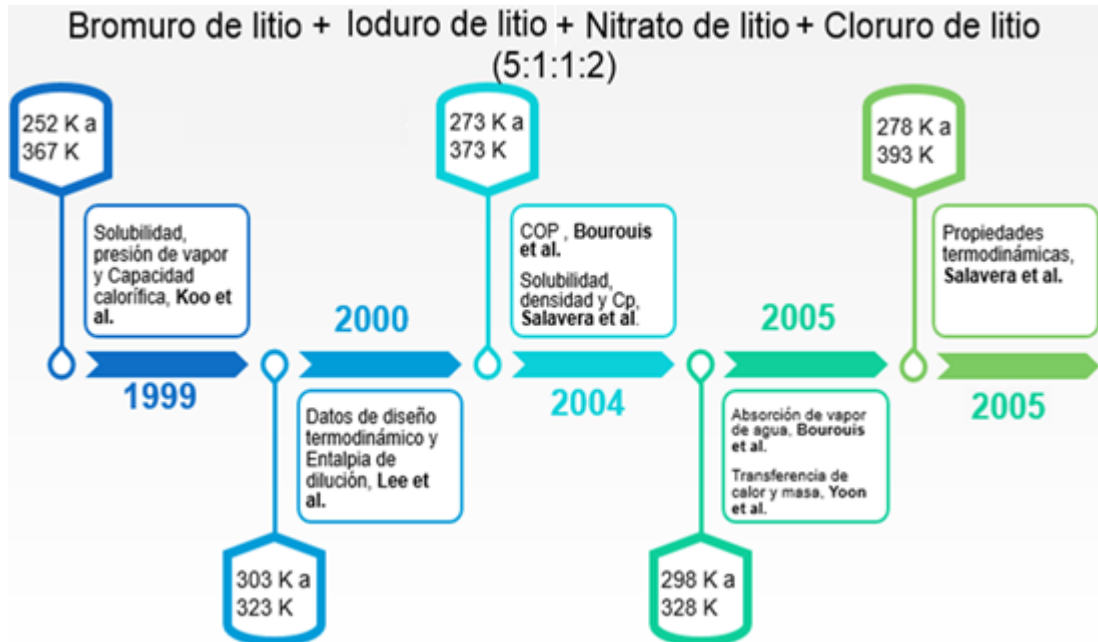
Esta mezcla cuaternaria posee un alto potencial para ser utilizada en los diseños óptimos de equipos de absorción por sus propiedades termo físicas debido a su solubilidad y presenta menos corrosión a los metales que las mezclas comentadas anteriormente (Bourouis, Coronas, Romero, & Siqueiros, 2004) .

	T (°C)	X (%)	μ (Pa*s)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	ΔP AB-GE (kPa)	Agua Destilada (ml/h)
LiBr-H <sub>2</sub> O	98.40	54	0.0014	1562.90	23.78	277
Carrol-H <sub>2</sub> O	100.45	58	0.0019	1472.83	43.75	788
Mezcla cuaternaria	98.27	62	0.0021	1644.35	24.13	360

**Tabla 1.1** Comparación de las propiedades físicas y de transporte de las mezclas de absorción en el mismo TTA

### 1.4.1 Antecedentes teóricos y experimentales de la mezcla cuaternaria

#### Antecedentes teóricos de (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) +H<sub>2</sub>O



**Fig. 1.4** Línea del tiempo de la mezcla cuaternaria

#### Antecedentes experimentales de (LiBr + LiI+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) +H<sub>2</sub>O

En la tabla 1.1 se muestran las comparaciones y condiciones de trabajo entre el Bromuro de Litio, el Carrol y la mezcla cuaternaria, utilizados en el TTA integrado a un sistema de purificación de agua de la fig. 1.5. Este se encuentra en el laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada II, ubicado en el Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) de la UAEM.



**Fig.1.5** Equipo experimental para purificación de agua

<b>Mezcla</b>	<b>LiBr+H<sub>2</sub>O</b>	<b>Carrol+H<sub>2</sub>O</b>	<b>(LiBr+ Lil+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) +H<sub>2</sub>O</b>
<b>Autor</b>	Huicochea (2009)	Torres (2013)	Torres (2017)
<b>T<sub>GE</sub>, °C</b>	81.5 a 92.2	86.7 a 89.5	87.2 a 89.9
<b>T<sub>CO</sub>, °C</b>	23.1 a 28.5	23.5 a 27.8	21.9 a 22.9
<b>T<sub>EVA</sub>, °C</b>	77.3 a 84.3	70.2 a 74.6	77.5 a 81.7
<b>T<sub>AB</sub>, °C</b>	96 a 100.8	96.8 a 101	97.5 a 98.6
<b>P<sub>GE</sub>, kPa</b>	8.1 a 9.6	8.4 a 9.1	6.7 a 7.1
<b>P<sub>AB</sub>, kPa</b>	26.2 a 31.8	36.4 a 55.9	28.6 a 30.8
<b>COP</b>	0.150 a 0.231	0.247 a 0.33	0.12 a 0.16
<b>Q<sub>AB</sub>, kW</b>	0.23 a 0.30	0.26 a 0.59	0.38 a 0.44
<b>Agua, mL/h</b>	277	788	348

**Tabla 1.2** Antecedentes experimentales (LiBr+Lil+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) +H<sub>2</sub>O (Torres, 2017)

Se puede observar de la tabla 1.2 los resultados de distintas pruebas experimentales en el mismo TTA, el COP con la mezcla cuaternaria es menor que del LiBr y Carrol. Sin embargo, la producción de agua purificada es un 25% mayor con la mezcla cuaternaria que con LiBr.

### 1.5 Justificación

El sector industrial genera subproductos energéticos de baja calidad, considerados como desechos, sin embargo, estos pueden ser recuperados y reincorporados al proceso, con el fin de disminuir impactos nocivos en el medio ambiente y reducir el consumo de combustibles fósiles.

Los transformadores térmicos son dispositivos que aprovechan los recursos energéticos de baja calidad, principalmente a partir de calor residual industrial o de energía solar, para proteger el medio ambiente y disminuir los costos en el proceso.

El presente trabajo estudia la termo hidráulica de la mezcla (LiBr + Lil+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) con H<sub>2</sub>O en el circuito de absorción de un transformador térmico, una mezcla que obtiene mejores resultados en su uso y disminución de corrosión en el equipo.

## 1.6 Objetivo

Mejorar teóricamente el flujo de la mezcla de absorción, para poder aumentar la cantidad de agua purificada en el absorbedor de un transformador térmico por absorción.

### 1.6.1 Objetivos específicos

- Realizar pruebas experimentales para obtener las propiedades termodinámicas de la mezcla cuaternaria en el ciclo de absorción.
- Analizar las caídas de presión en el ciclo de absorción e identificar los segmentos de tubería que lo afectan.
- Realizar mejoras en los segmentos de tubería y economizador, con el fin de aumentar el flujo.
- Calcular el calor en el absorbedor con las modificaciones sugeridas, y en consecuencia conocer la cantidad de agua purificada.

## 1.7 Estructura de tesis

El capítulo 1 presenta el contexto de la energía en México, marco teórico de las bombas de calor, antecedentes teóricos y experimentales de la mezcla cuaternaria, justificación y objetivos.

El capítulo 2 describe las diferencias en la experimentación para encontrar las correlaciones de densidad y viscosidad de la mezcla absorbente (LiBr + LiI+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) + H<sub>2</sub>O seleccionada con proporción molar de (5:1:1:2) respectivamente. Y seleccionar las ecuaciones adecuadas para las condiciones iniciales del TTA

El capítulo 3 describe el ciclo de absorción del TTA, sus equipos principales, longitud y diámetro de tuberías.

El capítulo 4 se selecciona las ecuaciones de viscosidad y densidad del capítulo 2, se realiza el cálculo de caída de presión en tuberías, accesorios y economizador. Se realizan cambios en la configuración en los equipos que presentan una mayor caída de presión.

En el capítulo 5 se presentan los resultados del análisis teórico-experimental de la mezcla (LiBr +LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) + H<sub>2</sub>O, así como las conclusiones y recomendaciones.

# Capítulo 2 Ventajas de las Propiedades termodinámicas de la mezcla (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) +H<sub>2</sub>O

Las principales desventajas del LiBr como mezcla de trabajo son la cristalización y la corrosividad, es por lo que varios autores han propuesto la adición de sales inorgánicas para atenuar estas desventajas, como se muestra en la fig. 1.4.

A continuación, se muestran las ventajas de complementar con sales la mezcla LiBr (Salavera, 2005).

- **LiBr + LiI:** Su función es mejorar la solubilidad del absorbente, además reduce la temperatura de cristalización a 5°C.
- **LiBr + LiCl:** Su función es suprimir la presión de vapor del LiBr+H<sub>2</sub>O, mejorando la absorción del refrigerante en el absorbedor. Así se logra un aumento en el COP del ciclo.
- **LiBr + LiNO<sub>3</sub>:** Disminuye el riesgo de cristalización y el carácter corrosivo del fluido.

En este capítulo se mencionan las correlaciones de las propiedades termofísicas (capacidad calorífica, densidad, viscosidad) de la disolución de sales cuaternarias (LiBr + LiI+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) con una relación molar de (5:1:1:2) estimadas por Koo et. al, (1999) y Salavera, (2005).

## 2.1 Densidad

Para las mediciones de densidad de la mezcla cuaternaria por (Salavera, 2005), se utilizó un densímetro de tubo vibrante marca ANTON PAAR DMA 60/512P, para trabajar en un rango de 0.1 y 1.8 MPa y temperaturas de 293 a 423 K, con una precisión de +/- 0.0004 gr/cm<sup>3</sup>.

Rango de medición		
Densidad	0 kg/m <sup>3</sup>	3000 kg/m <sup>3</sup>
Presión	0 kPa	1000 kPa
Temperatura	288 K	313 K
Exactitud		
Densidad	1 kg/m <sup>3</sup>	
Temperatura	273.45 K	

**Tabla 2.3** Especificaciones técnicas del DMA 60/512P (anton-paar.com, s.f.)

Donde se utilizó un rango de concentraciones del 51.50% y 65.94% en masa de sales para presiones de 0.1, 0.2, 0.5 y 1.0 MPa y un rango de temperaturas de 303 K a 423 K. Utilizando una correlación no lineal por medio de una ecuación polinómica en función de (T, XT y P) por medio de un método de mínimos cuadrados.

$$\rho = \sum_{n=0}^3 [A_n + B_n T + C_n T^2 + D_n (\exp P)] (100_{XT})^2 \quad (2.1)$$

Donde  $\rho$  es la densidad, P es la presión, T es la temperatura absoluta, y XT es la fracción másica de las sales. Los valores de las constantes  $A_n, B_n, C_n, D_n$  para la ecuación 2.1 se muestran en la tabla 2.4.

	$A_n$	$B_n$	$C_n$	$D_n$
0	1.07E+03	1.59E+01	-3.03E-02	-2.43E-01
1	3.01E+02	-7.77E+01	1.42E-01	1.25E+00
2	1.06E+03	1.26E+02	-2.27E-01	-2.13E+00
3	9.13E+02	-7.10E+01	1.23E-01	1.22E+00

**Tabla 2.4** Coeficientes para obtener la densidad con la ecuación 2.1

La desviación relativa máxima es de 0.96 %, y la desviación cuadrática media del ajuste es de 0.13 %.

Kee-Kahb Koo et. al., midieron la densidad de la mezcla cuaternaria mediante un conjunto de hidrómetros, en ellos la solución fue colocada en una cámara cilíndrica con una temperatura de baño constante, controlada por un termostato (Polyscience mod. 9710). Cuando la temperatura de la solución se equilibró con la del termostato, el valor de la gravedad específica se obtuvo de la película de solución en el hidrómetro mediante un catetómetro. Se utilizaron condiciones de operación de concentraciones de 50% a 65% masa de sales y rangos de temperaturas de 283.15 K a 333.15 K.

$$\rho = \sum_{n=0}^3 [A_n + B_n (T/K) + C_n (T/K)^2] (100_{XT})^2 \quad (2.2)$$

Donde  $\rho$  es la densidad, T es la temperatura absoluta, y XT es la fracción másica de las sales. Los valores de las constantes  $A_n, B_n, C_n$ , para la ecuación 2.2, se muestran en la Tabla 2.5.

	$A_n$	$B_n$	$C_n$
0	2.97E+05	-1.90E+03	3.03E+00
1	-1.62E+04	1.04E+02	-1.66E-01
2	2.94E+02	-1.89E+00	3.01E-03
3	-1.77E+00	1.14E-02	-1.81E-05

**Tabla 2.5** Coeficientes para obtener la densidad con la ecuación 2.2



## 2.2 Viscosidad

La viscosidad de la mezcla cuaternaria fue ajustada por (Salavera, 2005), mediante el método de mínimos cuadrados para obtener la correlación 2.3, con un intervalo de temperatura 283.2 K a 393.2 K y para concentraciones de sales de 45% a 70% con un error máximo absoluto del 0.2%.

$$\ln(\mu) = C_1 + \frac{C_2}{C_3 + T} \quad (2.3)$$

	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>
0	-1.4482	945.6	-362
1	3.285	-3958	518.7
2	-5.171	5243.7	-336.7

**Tabla 2.6** Coeficientes para obtener la viscosidad con la ecuación 2.3

Kee-Kahb Koo et. al, (1991)., midieron la viscosidad de la mezcla cuaternaria mediante varios viscosímetros tipo Ubbelohde, ajustando los datos experimentales a una ecuación exponencial en términos de temperatura absoluta y la fracción de masa de sal por un método de mínimos cuadrados.

$$\log \mu = \sum_{n=0}^3 \left[ A_n + \frac{B_n}{T} + \frac{C_n}{T^2} \right] (100_{WT})^n \quad (2.4)$$

	A <sub>n</sub>	B <sub>n</sub>	C <sub>n</sub>
0	3.90E+02	-2.78E+05	4.87E+07
1	-2.14E+01	1.52E+04	-2.64E+06
2	3.92E-01	-2.77E+02	4.80E+04
3	-2.41E-03	1.69E+00	-2.92E+02

**Tabla 2.7** Coeficientes para obtener la viscosidad con la ecuación 2.4

### 2.3 Condiciones de operación del GE y AB

Para el cálculo de densidad y viscosidad de la mezcla cuaternaria en el presente trabajo se tomaron como referencia las ecuaciones de Koo et. al, (1999) debido a sus condiciones de operación en su experimentación, puesto que las correlaciones de Salavera, (2005) trabaja a presiones superiores a las del Transformador Térmico por Absorción (TTA) integrado a un sistema de purificación de agua.

Las condiciones de operación de los datos experimentales en estado estable, de un intervalo de tiempo se muestran en la tabla 2.8.

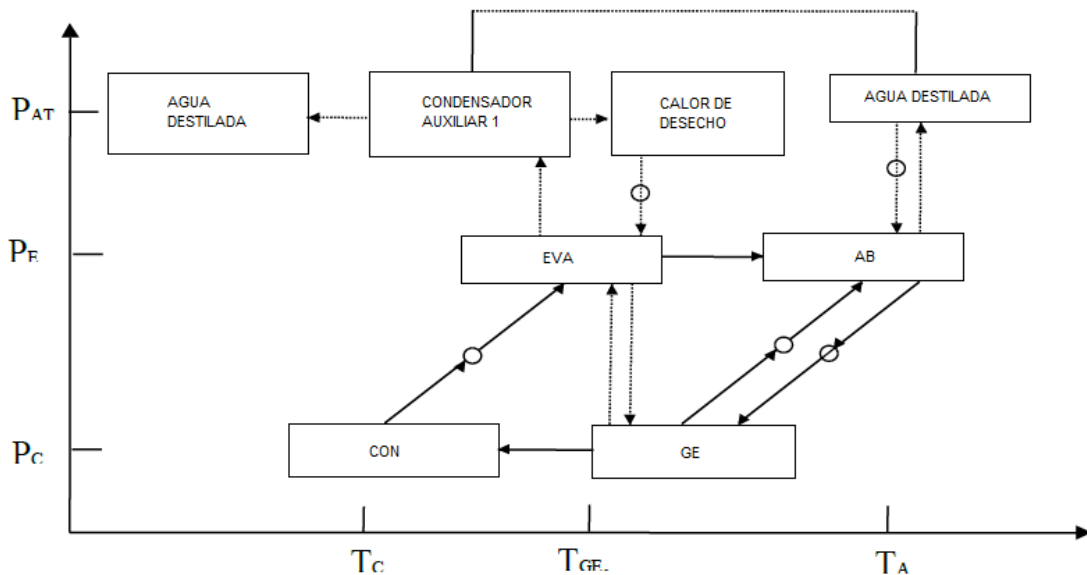
Mezcla Cuaternaria	
$P_{GE}$ , kPa	22.08
$T_{GE}$ , °C	80.98
$X_{GE}$ , %	63
$P_{AB}$ , kPa	15.68
$T_{AB}$ , °C	98.43
$X_{AB}$ , %	61
$Q_{AB}$ , kW	0.21
$W$ , m <sup>3</sup> /s	1.52E-05
Agua mL/h	16

**Tabla 2.8** Condiciones de operación del ciclo de absorción

# Capítulo 3 Descripción geométrica del transformador térmico por absorción

## 3.1 Descripción general del equipo

En el (CIICAp) de la Universidad Autónoma del Estado de Morelos se encuentra en el laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada II, El Transformador Térmico por Absorción (TTA) integrado a un sistema de purificación de agua. Se encuentra sobre una estructura de acero inoxidable tipo 304 de calibre 18 con dimensiones de 1.1 x 0.7 x 1.2m, como se observa en la fig. 1.5, y tiene una capacidad de diseño de 700 W. (Barroso, 2003).



**Fig.3.6** Diagrama del TTA integrado a un sistema de purificación de agua

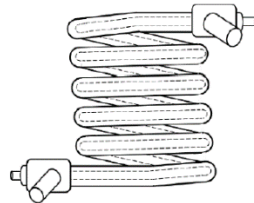
El circuito principal está compuesto por todos los componentes y dispositivos que constituyen al transformador de calor: intercambiadores de calor (generador, condensador, evaporador, absorbedor, economizador) y bombas de solución, todos ellos interactúan en forma indirecta con dispositivos, instrumentos de medición y tuberías de interconexión.

### Evaporador:

Su función es cambiar de fase el fluido refrigerante, de líquido a vapor saturado. Se encuentra entre el condensador y el generador.

<b>EVAPORADOR</b>	
Cap. Diseño	4.4 kW
Configuración	Tubos concéntricos
Diámetro tubo central	0.0095 m
Diámetro tubo exterior	0.0190 m
Long. Tubo	2.8 m
Nv	4
Material	Acero Inox

**Tabla 3.9** Especificaciones del evaporador



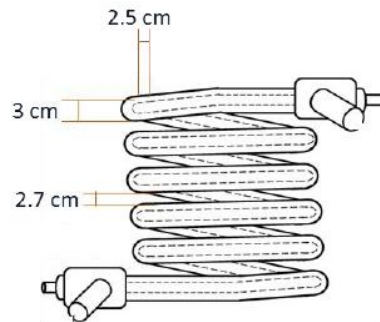
**Fig. 3.7** Vista del evaporador

### Condensador:

Su función es cambiar de fase de vapor a fase líquida el fluido refrigerante proveniente del generador. Se encuentra entre el generador y el evaporador. Es un intercambiador de calor helicoidal similar al evaporador.

<b>CONDENSADOR</b>	
Cap. Diseño	1.4 kW
Configuración	Tubos concéntricos
Diámetro tubo central	0.0095 m
Diámetro tubo exterior	0.0190 m
Long. Tubo	3 m
Nv	5
Material	Acero Inox

**Tabla 3.10** Especificaciones de diseño del condensador



**Fig. 3.8** Diseño del condensador

Ciclo de purificación de agua:

Es el ciclo que recupera el calor liberado en el absorbedor. El agua impura por destilar es contenida en el depósito separador y es enviada al absorbedor para retirar el calor, regresando al depósito separador en una mezcla líquida vapor.

Condensador auxiliar 1

Es un intercambiador de calor helicoidal con una capacidad de diseño de 2.4, cuyo propósito es cambiar de fase el vapor del agua a purificar a fase líquida. Su configuración es idéntica al economizador.

Ciclo de calentamiento:

Su función es simular el calor residual mediante dos resistencias eléctricas de 2000 W y 1000 W, suministrando calor al generador y evaporador.

Ciclo de enfriamiento:

Su función es retirar el calor del vapor del fluido de los fluidos de trabajo. Este procedimiento se hace a través del agua de enfriamiento que circula de la torre de enfriamiento a los condensadores auxiliares.

Torre de enfriamiento:

Su función es suministrar agua a baja temperatura, entre los 10 y 25 °C, al condensador para retirar el calor del fluido refrigerante.

Flujómetros de mezcla absorbente:

Su función es medir el flujo de mezcla en el ciclo de absorción. En el transformador térmico se cuenta con dos flujómetros, los cuales se encuentran entre el generador y el absorbedor.

<b>Flujómetro para la mezcla absorbente</b>	
Presión máxima, kPa	1300
Temperatura, °C	-16 a 121
Flujo volumétrico, m <sup>3</sup> /s	0.016E-05 a 25E-05
Exactitud	+/- 2%
Tubo	Borosilicato
Sellos	Viton

**Tabla 3.11** Especificaciones de los flujómetros para la mezcla absorbente

### Termopares

Las mediciones de temperatura en el equipo experimental se realizaron mediante termopares tipo T colocados a la entrada y salida de cada componente.

### Transductores de presión

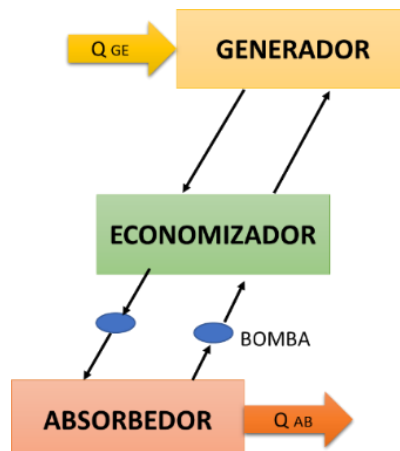
Se cuenta con dos transductores de presión instalados en el sistema de alta (absorbedor) y bajo presión (generador).

### Adquisidor de datos

Para interpretar las señales en tiempo real de cada termopar y transductor de presión se utiliza un adquisidor de datos, el cual se conecta a una computadora a través del software HP BenchLink Data Logger versión 1.4.

## 3.2 Descripción del ciclo de absorción

El trabajo presente se enfoca en el circuito de absorción, donde los equipos principales son generador, economizador y absorbedor.



**Fig. 3.9** Circuito de absorción de un TTA

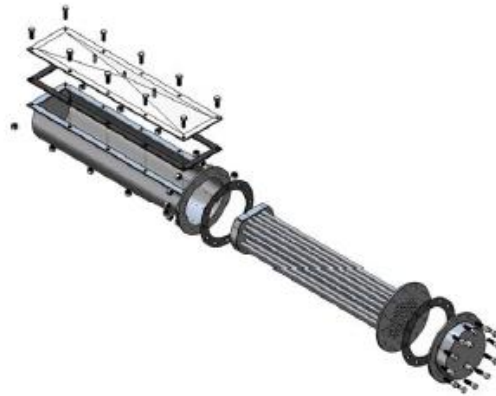
### 3.2.1 Generador

La función de este intercambiador de calor tipo tubo y coraza es concentrar la mezcla absorbente diluida ( $\text{LiBr} + \text{LiI} + \text{LiNO}_3 + \text{LiCl}$ ), proveniente del absorbedor, al evaporar el refrigerante ( $\text{H}_2\text{O}$ ).

Consta de dos circuitos: un externo y otro interno. En el circuito externo se hace pasar el agua de calentamiento por el interior de los tubos para ceder calor a la mezcla absorbente. En el circuito interno los tubos del circuito externo son bañados mediante un distribuidor de mezcla cuaternaria de 4 tubos de  $\frac{1}{4}$ " (Huicochea, 2009).

GENERADOR	
Potencia de diseño	2.7 kW
Configuración	Corriente cruzada de 2 pasos
Distribuidor	6 hileras de tubos, horizontal
Diámetro de coples	0.00635 m
Espacio entre tubos	0.009 m
Diámetro del cuerpo principal	0.524 m
Diámetro de la brida	1.2 m
Número de tubos	33
Diámetro tubos	0.0095 m
Longitud de los tubos	0.600 m
Tubos por fila	5,6,7,6,5,4
Arreglo	hexagonal
Material	Acero inoxidable 316L

**Tabla 3.12** Especificaciones geométricas del generador



**Fig. 3.10** Vista ortogonal completa del generador (Huicochea, 2009)

### 3.2.2 Absorbedor

La función de este intercambiador de calor tipo tubo y coraza es producir calor útil con un nivel de temperatura alto, mediante una reacción exotérmica entre la solución concentrada y el vapor del refrigerante. Cuenta con dos circuitos uno externo y uno interno. En el circuito externo se hace pasar agua del sistema de purificación dentro de los tubos, una parte se evapora y se va al condensador auxiliar 1 y la otra parte regresa al recipiente separador. En el circuito interno los tubos del circuito externo son bañados mediante un distribuidor de 5 tubos de 1/4" para su función de película descendiente. La mezcla absorbente concentrada viene del generador y al unirse en el interior de la coraza del absorbedor con el vapor que entra del evaporador se genera el calor útil que se utiliza para purificar el agua de los tubos (Huicochea, 2009).

ABSORBEDOR	
Potencia de diseño	0.8 Kw
Configuración	Corriente cruzada de 4 pasos
Distribuidor	6 hileras de tubos, horizontal
Número de tubos	16
Diámetro de coples	0.00635 m
Espacio entre tubos	0.009 m
Diámetro del cuerpo principal	0.1016 m
Diámetro de la brida	1.2 m
Número de tubos	16
Diámetro tubos	0.0095 m
Longitud de los tubos	0.400 m
Tupos por fila	3,4,4,3
Material	Acero inoxidable 316L

**Tabla 3.13** Especificaciones geométricas del absorbedor



**Fig. 3.11** Vista ortogonal completa del absorbedor (Huicochea, 2009)



### 3.2.3 Economizador

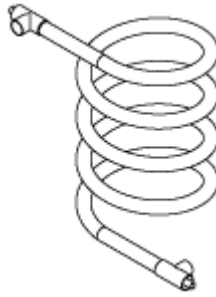
La función de este intercambiador de calor helicoidal de tubos concéntricos es mejorar la eficiencia del TTA incrementando la temperatura de la mezcla absorbente proveniente del generador, mediante la corriente del tubo exterior que viene a una temperatura mayor del absorbedor para transferir el calor a la mezcla más concentrada en el ánulo y así la mezcla llegue a una temperatura mayor al absorbedor.

<b>ECONOMIZADOR</b>	
Capacidad de diseño	4.4 kW
Configuración	Tubos concéntricos
Diámetro tubo anular	0.0095 m
Diámetro tubo exterior	0.0191 m
Longitud lineal	2.8 m
Número de vueltas	4
Diámetro de espira	0.0159 m
Material	Acero inoxidable 316L

**Tabla 3.14** Especificaciones geométricas del economizador (Huicochea, 2009).

<b>Especificaciones del tubing ECO</b>			
<b>AB-&gt;GE</b>		<b>GE-&gt;AB</b>	
3/8"	Tubo ánular	3/4"	Tubo exterior
dEXT (m)	0.0095	dEXT (m)	0.0191
Espesor (mm)	0.00088	Espesor (mm)	0.00089
d INT (m)	0.0074	d INT (m)	0.0078
Dh		0.00782	m
dEN		0.14	m
d espira		0.1595	m
$\lambda$ acero inox		15	(W/m*K)

**Tabla 3.15** Especificaciones del tubing del economizador



**Fig. 3.12** Vista del economizador

A continuación, se muestra el diseño original de los equipos del ciclo de absorción, dónde se utilizó como mezcla de trabajo LiBr y se diseñaron los intercambiadores de calor tubo y coraza para trabajar tanto con película descendente como inundado.

ECO			AB			GE		
U	1.7766	$\text{kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$	U	412.2	$\text{W/m}^2\text{C}^\circ$	U	1.0936	$\text{W/m}^2\text{C}^\circ$
A	0.027	$\text{W/m}^2\text{C}^\circ$	A	0.2617	$\text{W/m}^2\text{C}^\circ$	A	0.1256	$\text{W/m}^2\text{C}^\circ$
$\pi di$	0.0435	$\text{m}^2/\text{m}$	L	5.35	m	L	2.3311	m
L	0.622	m	Lt	6.4	m	Lt	6.4	m
Lt	2.8	m	Nt	16		Nt	16	
Q	1	kW	Q	0.7	kW	Q	0.7	kW

**Tabla 3.16** Cálculo de potencias en equipos (Barroso, 2003)

Donde:

U es el coeficiente global de transferencia de calor y At es el área de transferencia de calor.

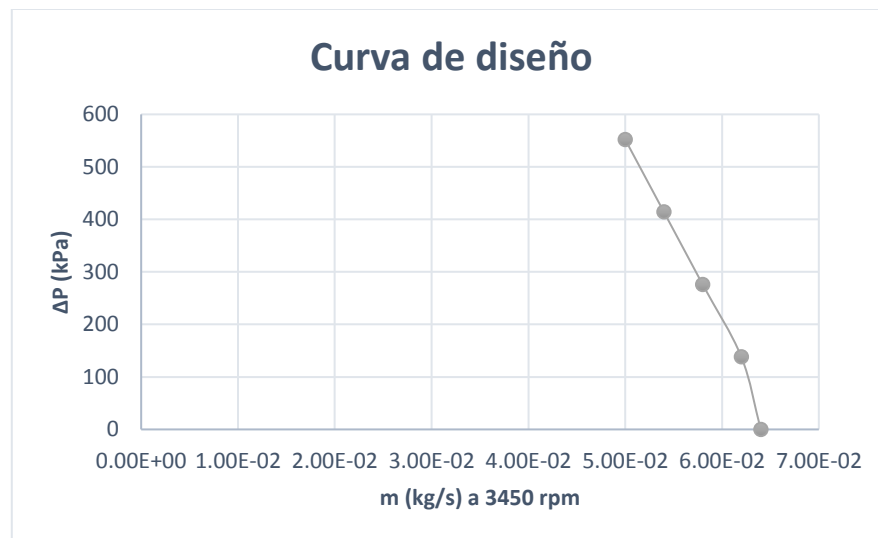
La mezcla cuaternaria varía su concentración de sales durante su trayecto por el ciclo de absorción mostrado en la fig. 3.9, en el generador se concentra y en el absorbedor se diluye.

### 3.3 Bombas de solución

Son bombas de desplazamiento positivo marca Cole Parmer localizadas entre el generador y el absorbedor.

Marca	Cole Parmer
Presión, kPa	861
Temperatura, °C	-45 a 175
Viscosidad, Pa*s	0.0002 a 1.5
Flujo volumétrico, m <sup>3</sup> /s	0.0207E-05 a 2.1E-05
Tasa de flujo, ml/rev	0.261
Revoluciones, rpm	51 a 5000
Conexiones	NPT 0.00317 m
Motor	0.07 HP
Engranajes	Peek
Sellos	Viton

**Tabla 3.17** Características técnicas de la bomba 73004-04 (Cole-Parmer Instrument Company, 2018)



**Fig. 3.13** Curvas de diseño bombas (Cole-Parmer Instrument Company, 2018)

Las curvas de diseño de la bomba Cole-Parmer Fig. 3.13 se construyen normalmente mediante pruebas realizadas con agua, por lo que sus datos se deben recalculer si se van a bombear líquidos con otras propiedades físicas.

Se puede observar que, a menor flujo bombeado, se tiene un mayor suministro de presión, es por lo que es necesario reducir las caídas de presión para obtener un mayor flujo.

### 3.4 Dimensiones de tubería

Para facilitar los cálculos de caída de presión en tuberías, se dividieron en: tuberías antes del economizador y tuberías después del economizador de los ciclos GE->AB y AB->GE. En este apartado se muestran las dimensiones y longitudes de las tuberías en los ciclos mencionados.

d EXT (m)	d nom. (in)	Espesor (mm)	d INT (m)	A (m <sup>2</sup> )
0.01372	1/4	2.24	0.00924	6.70556E-05
d EXT (m)	d nom. (in)	Espesor (mm)	d INT (m)	A (m <sup>2</sup> )
0.02134	1/2	0.89	0.01092	3.0 E-04

**Tabla 3.18** Dimensiones de tubería

<b>GE-&gt;AB</b>		
ANTES DEL ECONOMIZADOR		
Longitud de tubería 1/4"	2.04	m
DESPUES DEL ECONOMIZADOR		
Longitud de tubería 1/4"	1.44	m
ACCESORIOS		
Número de codos de 90°	7	
Válvula tipo bola	1	

**Tabla 3.19** Longitud de tuberías y número de accesorios del circuito GE->AB

<b>AB-&gt;GE</b>		
ANTES DEL ECONOMIZADOR		
Longitud de tubería 1/2"	0.67	m
Longitud de tubería 1/4"	1.97	m
DESPUES DEL ECONOMIZADOR		
Longitud de tubería 1/4"	0.92	m
ACCESORIOS		
Número de codos de 90°	6	
Válvula tipo bola	1	

**Tabla 3.20** Longitud de tuberías y número de accesorios del circuito AB->GE



**Fig. 3.14** Tubing vs. tubería de acero Inox

En la fig. 3.14 se muestra la diferencia entre el diámetro de tubería con costuras y diámetro de tubería sin costuras (tubing), el espesor de pared es más delgado en el tubing, y gracias a su elasticidad mecánica se podría dar la configuración deseada.

#### Ventajas del tubing contra tubería de acero con costuras

- Son capaces de soportar altos niveles de presión.
- Debido a que mantienen su sección transversal redonda, es más sencillo instalar accesorios.
- Reduce fugas, al no haber soldadura en los tubos.
- Son resistentes a la corrosión.
- Cuentan con un excelente rendimiento de mecanizado en frío y calor.

# Capítulo 4 Análisis y mejoras en el circuito de absorción

Se consideran las pruebas experimentales en estado estable (cuando las temperaturas de los componentes principales no varíen en  $\pm 0.1$  °C en un tiempo de 15 minutos) Para la realización del cálculo de caída de presión en tuberías y en el economizador del ciclo de absorción. Con el fin de conocer teóricamente el aumento de flujo, si se redujeran estas.

No se consideran las caídas de presión por ensanchamiento brusco en las tuberías de entrada del AB y GE, debido a que son casi nulas.

## 4.1 Caídas de presión en tuberías

El flujo laminar de fluidos en tubos circulares puede medirse mediante la ecuación de balance de cantidad de movimiento (Bird, Stewart, & Lightfoot, 2014):

$$\left\{ \frac{\text{velocidad de entrada}}{\text{de cantidad de movimiento}} \right\} - \left\{ \frac{\text{velocidad de salida}}{\text{de cantidad de movimiento}} \right\} + \left\{ \frac{\text{suma de las fuerzas que actúan sobre el sistema}}{\text{actúan sobre el sistema}} \right\} = 0 \quad (4.5)$$

$$Fz = \pi r^2 (P1 - P2) + \pi r^2 L \rho g \quad (4.5.a)$$

La ley de Hagen-Poiseuille, establece la relación que existe entre el flujo volumétrico y las fuerzas que actúan directamente en el flujo (caída de presión y la gravedad).

La ecuación número 5.a Donde  $Fz$  es la sumatoria de fuerzas que actúan en el sistema según el sentido de la corriente sobre el cilindro de fluido, estas ocurren debido a una diferencia de presión y a la gravedad (Bird, Stewart, & Lightfoot, 2014).

Suposiciones para utilizar la ecuación número 4.5.a:

- El flujo es laminar
- La densidad es constante
- El fluido es Newtoniano
- Es un medio continuo
- Las caídas de presión en el GE y AB son despreciables

Se muestran las ecuaciones utilizadas para el cálculo de caída de presión en tuberías, por donde pasa la mezcla (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) +H<sub>2</sub>O:

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{dv\rho}{\mu} \quad (4.6)$$

Factor de fricción:

El factor de fricción dependerá del Número de Reynolds de la mezcla cuaternaria por toda la tubería

$$f = \frac{16}{Re} \quad (4.7)$$

Caída de presión (Kumar, Saini, Sharma, & Nigam, 2006):

$$\Delta P = \frac{fv^2L\rho}{2gd} \quad (4.8)$$

Propiedades de la mezcla en los distintos tramos de tubería:

GE->AB				AB->GE			
Antes del ECO		Después del ECO		Antes del ECO		Después del ECO	
T (K)	354.13	T (K)	361.1735	T (K)	371.587	T (K)	353.7382
X (%)	63	X (%)	63	X (%)	61	X (%)	61
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1662.56	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1655.01	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1615.86	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1630.12
$\mu$ (Pa*s)	0.0030	$\mu$ (Pa*s)	0.002974	$\mu$ (Pa*s)	0.0023	$\mu$ (Pa*s)	0.0030
m (kg/s)	0.0149	m (kg/s)	0.0149	m (kg/s)	0.0152	m (kg/s)	0.0151

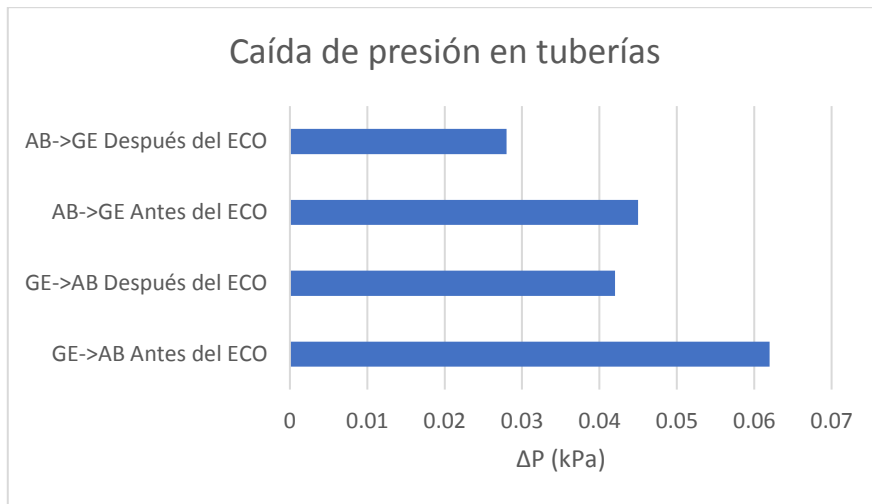
**Tabla 4.21** Propiedades de la mezcla en las tuberías del TTA

Caída de presión en los distintos tramos de tubería:

GE->AB				AB->GE			
Antes del ECO		Después del ECO		Antes del ECO		Después del ECO	
v (m/s)	0.2609	v (m/s)	0.2609	v (m/s)	0.2609	v (m/s)	0.2609
Re	1311	Re	1347	Re	1679	Re	1269
f	0.04	f	0.04	f	0.03	f	0.05
L 1/4" (m)	2.04	L 1/4" (m)	1.44	L 1/4" (m)	1.97	L 1/4" (m)	0.92
$\Delta P$	<b>0.062</b> kPa	$\Delta P$	0.042 kPa	$\Delta P$	0.045 kPa	$\Delta P$	0.028 kPa

**Tabla 4.22** Caídas de presión en tuberías del TTA.

En la literatura consultada no se encuentra la caída de presión en función a su orientación horizontal o vertical.



**Fig. 4.15** Resultados de caída de presión en tuberías

Se puede apreciar en la tabla 4.22 que la mayor caída de presión se tiene en la tubería del generador al absorbedor antes del economizador, debido a que es la tubería con mayor distancia.

## 4.2 Caídas de presión en accesorios

Los factores de fricción para accesorios vienen determinados en el apéndice C donde  $\frac{Le}{d}$  es el factor de longitud equivalente de tubería recta.

Válvula tipo bola:

Teniendo en cuenta el factor de fricción de la tubería, el cual depende del número de Reynolds, la velocidad de la mezcla y el coeficiente  $Le/d$  de 5.18 para la válvula (Mott), se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach para pérdida de energía.

$$\Delta P = \rho \left( f_{acero} \frac{Le}{d} \frac{v^2}{2g} \right) \quad (4.9)$$

Donde:

$\frac{Le}{d}$  es el factor de longitud equivalente

En el ciclo del AB->GE se tiene 6 codos y una válvula tipo bola, de igual forma se toma la velocidad, densidad en el ciclo y el factor  $Le/d$  para el cálculo de caída de presión.



<b>AB-&gt;GE</b>				
VALVULA TIPO BOLA				
Le/d	v (m/s)	f	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P$ (kPa)
5.18	0.22097	0.0380	1630.12	0.0011
CODOS 45°				
Le/d	v (m/s)	f	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P$ (kPa)
0.24	0.2209	0.0504	1615.86	0.0007

**Tabla 4.23** Caída de presión por accesorios en el ciclo AB->GE

En el ciclo del GE->AB se tiene 7 codos y una válvula tipo bola.

<b>GE-&gt;AB</b>				
VALVULA TIPO BOLA				
Le/d	v (m/s)	f	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P$ (kPa)
5.18	0.2209	0.0488	1655.00	0.0014
CODOS 45°				
Le/d	v (m/s)	f	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P$ (kPa)
0.24	0.2209	0.0488	1655.01	0.0004

**Tabla 4.24** Caída de presión por accesorios en el ciclo GE->AB

### 4.3 Caída de presión en el economizador

A continuación, se muestran las propiedades de la mezcla cuaternaria en el economizador, del ciclo del GE al AB y viceversa.

<b>Propiedades de mezcla cuaternaria en el ECO</b>				
	<b>GE-&gt;AB</b>		<b>AB-&gt;GE</b>	
	ENT del GE	SAL al AB	ENT del AB	SAL al GE
T (K)	355.38	362.08	362.54	355.92
X (%)	63		61	
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1661.33	1653.99	1623.01	1628.17
h (kJ/kg)	237.8	251.9	231.1	216.4
$\mu$ (Pa*s)	3.35E-03	2.86E-03	2.51E-03	2.89E-03
$\lambda$ (W/m*K)	0.43	0.44	0.45	0.44
Cp (kJ/kg*K)	1.91	1.90	1.92	1.94
m (kg/s)	0.01494		0.01488	

**Tabla 4.25** Propiedades de la mezcla en el economizador (Véase Apéndice A)

$$N_{Dean} = Re \sqrt{\frac{r}{\frac{dEN + dINT_{tubo\ EXT}}{2}}} \quad (4.10)$$

$$D_h = \frac{4\pi(dEXT_{\acute{a}nulo}^2 - dINT_{tubo\ EXT}^2)}{4\pi(dEXT_{\acute{a}nulo} + dINT_{tubo\ EXT})} = dINT_{tubo\ EXT} - dEXT_{\acute{a}nulo} \quad (4.11)$$

Donde:

dEN es el diámetro de enrollamiento para acero inoxidable 316L, r radio del tubo,  $D_h$  es el diámetro hidráulico para tubos concéntricos y  $N_{Dean}$  es el número de Dean.

El número de Dean es un número adimensional, utilizado para el estudio de flujos en tuberías helicoidal, representa la razón entre la fuerza de viscosidad que actúa sobre un fluido, que circula por curva y la fuerza centrífuga.

El diámetro hidráulico descrito en la ecuación 4.11 se utiliza para estudiar el flujo en tubos no circulares.

El número de Reynolds definido en la ecuación 4.6 es la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en la capa límite hidrodinámica y determina la existencia de flujo laminar o turbulento según predominen las fuerzas de velocidad a las de fricción (Kumar, Saini, Sharma, & Nigam, 2006), nuestro régimen de fluido es transitorio en el ánulo y laminar en el tubo exterior.

Considerando un factor de fricción propuesto por (Petukhov B. , 1970), en la ecuación 4.12 debido a que funciona para números de Prandlt bajos.

$$f = 0.790 * \ln (Re - 1.64)^{-2} \quad (4.12)$$

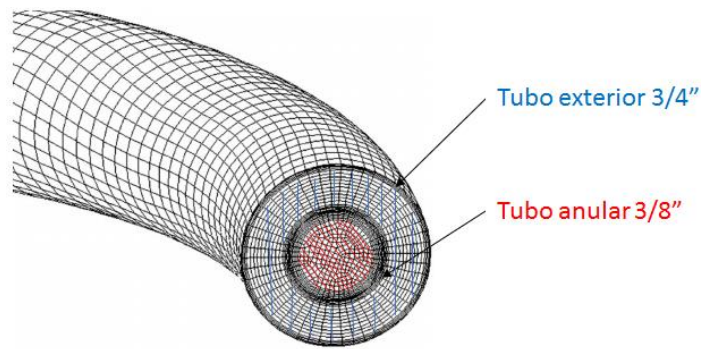
Para  $11 < N_{Dean} < 1000$

$$\Delta P = \frac{fv^2 L_t \rho}{2D_h} \quad (4.13)$$

Donde:

$L_t$  es la longitud lineal del intercambiador de calor helicoidal de tubos concéntricos, de 2.8 m mostrada en la tabla 3.15.

Se utiliza la ecuación 4.13 para calcular las caídas de presión en el tubo exterior y la ecuación 4.8 para el tubo anular.



**Fig. 4.16** Partes en el economizador (Marín, 2007)

En la fig. 4.16 se observa que en el tubo exterior se hace pasar la mezcla fría, proveniente del ciclo del GE al AB, y en el tubo anular pasa la mezcla cuaternaria caliente proveniente del AB al GE, con el fin de precalentar la mezcla de trabajo que se envía al absorbedor.

<b>GE-&gt;AB</b>									
<b>TUBO EXTERIOR</b>									
Tubería	A (m <sup>2</sup> )	Dh	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	μ (Pa*s)	v (m/s)	N <sub>Dean</sub>	Re	f	ΔP (kPa)
3/4"	4.80E-5	0.0078	1623.01	0.0027	0.295	257	1282	0.015	0.398
<b>AB-&gt;GE</b>									
<b>TUBO ANULAR</b>									
Tubería	A (m <sup>2</sup> )	d INT	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	μ (Pa*s)	v (m/s)	N <sub>Dean</sub>	Re	f	ΔP (kPa)
3/8"	4.70E-5	0.0077	1661.33	0.0034	0.298	259	1297	0.015	0.401

**Tabla 4.26** Caída de presión en economizador

#### 4.4 Sumatoria de caída de presión en el ciclo de absorción

Se realiza la sumatoria de caídas de presión en los ciclos AB->GE y GE->AB

$$\sum \Delta P \text{ tuberías} + \Delta P \text{ accesorios} + \Delta P \text{ economizador}$$

	<b>AB-&gt;GE</b>	<b>GE-&gt;AB</b>
	ΔP (kPa)	ΔP (kPa)
codos	0.0004	0.0007
válvula	0.0014	0.0011
ECO	0.401	0.398
tuberías	0.073	0.104
<b>TOTAL</b>	<b>0.475</b>	<b>0.5038</b>

**Tabla 4.27** Sumatoria de caídas de presión en los ciclos

#### 4.5 Estudio de la transferencia de calor en el economizador

De la tabla 4.27 se puede observar que la mayor caída de presión en ciclo de absorción es en el economizador, es por lo que se propone un estudio de la termo hidráulica de la mezcla cuaternaria, en su trayecto por dicho equipo.

##### Diseño del economizador actual con LiBr

El diseño y construcción del economizador actual fue propuesto para ser idéntico al evaporador, con una capacidad de diseño de 1 kW (por el calor de evaporación) y un sobrediseño de 4.4 veces la capacidad de diseño (Barroso, 2003).

Tubo exterior: 3/4" CED. 10 acero inoxidable, flujo frío

Tubo anular: 3/8" CED. 10 acero inoxidable, fluido caliente.

El diseño de cálculo de potencias del TTA fueron realizados mediante un simulador por (Romero, 2001), utilizando LiBr como mezcla de trabajo.

Datos iniciales:

$$Q_{EVA} = 1 \text{ kW}$$

LiBr	
$P_{GE}$ , kPa	3.17
$T_{GE}$ , °C	70
$X_{GE}$ , %	55
$P_{AB}$ , kPa	31.15
$T_{AB}$ , °C	110
$X_{AB}$ , %	61
$Q_{AB}$ , kW	0.70
$W$ , m <sup>3</sup> /s	0.44E-05

**Tabla 4.28** Datos de diseño termodinámico del TTA (Barroso, 2003)

Diseño del ECO actual con LiBr			
AB->GE		GE->AB	
ENT	SAL	ENT	SAL
30 °C	70 °C	78 °C	73 °C
h INT	2.83 kJ/m <sup>2</sup> s°C	h EXT	8.51 kJ/m <sup>2</sup> s°C
U	1.776		W/m <sup>2</sup> *°C
DTML	20.81		°C
A	0.027		m <sup>2</sup>
L	0.62204		m
Factor de sobrediseño	4.4		
Lt	2.8		m
Nv	4		

**Tabla 4.29** Datos de diseño del economizador con LiBr (Barroso, 2003)

$$L = \frac{A}{\pi(d INT)} \quad (4.14)$$

$$Lt = \text{sobrediseño} * L \quad (4.15)$$

Se calcula el número de vueltas para serpentín:

Donde:

dEN es el diámetro de enrollamiento, que depende del diámetro del tubing y calibre.

$$Nv = \frac{L}{\pi(dEN + dEXT_{tubo exterior})} \quad (4.16)$$

De la ecuación 4.14 se calcula a partir del área de transferencia de calor la longitud necesaria para poder alcanzar la potencia térmica de diseño, dando como resultado la longitud lineal (Lt) del tubo, obteniendo así de la ecuación 4.16 el número de vueltas que necesita el intercambiador de calor helicoidal.

El factor sobrediseño de 4.4 veces el Q<sub>EVA</sub>, se eligió debido a que es un equipo de prueba y debe tener tolerancia en caso de que las condiciones cambien, según la mezcla de trabajo que se le asigne o la efectividad del absorbedor (Barroso, 2003).

Estudio del economizador con mezcla (LiBr + LiI+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) +H<sub>2</sub>O

Manteniendo constante las mismas dimensiones de tubing del economizador actual de la tabla 3.15 y las propiedades de la mezcla de la tabla 4.25, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor, siguiendo la metodología descrita por (Herold & Radermacher, 1996), ahora con datos obtenidos en pruebas experimentales de la mezcla cuaternaria.

$$Re = \frac{dv\rho}{\mu} \quad (4.17)$$

$$Pr = \frac{Cp\mu}{\lambda} \quad (4.18)$$

De la ecuación de (Petukhov, 1970) para el cálculo del número de Nusselt:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)RePr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.19)$$

$$h_{EXT} = Nu \frac{\lambda}{d_{INT_{tubo\ exterior}}} \quad (4.20)$$

$$Nu_{helical} = Nu \left(1 + 3.5\left(\frac{r_{tubo}}{r_{helical}}\right)\right) \quad (4.21)$$

$$h_{INT} = Nu_{helical} \frac{\lambda}{d_{INT}} \quad (4.22)$$

Propiedades de mezcla cuaternaria para ECO				
	GE->AB		AB->GE	
	Corriente fría		Corriente caliente	
	ENT	SAL	ENT	SAL
T (K)	355.38	362.08	362.54	355.92
ΔT (K)	6.7		6.62	
X (%)	63		61	
ρ (kg/m <sup>3</sup> )	1661.33		1623.01	
μ (Pa*s)	0.00335		0.00251	
λ (J/m*s*K)	0.43		0.45	
Cp (J/kg*K)	1910		1920	
Nu	34.1760		34.6988	

Re	1282	1297
Pr	14.8802	10.7093
m (kg/s)	0.01494	0.01488
h EXT (J/m <sup>2</sup> *s*K)	7879.2	
h INT (J/m <sup>2</sup> *s*K)		6620.9
λ acero inox (J/m*s*K)	15	

**Tabla 4.30** Propiedades de la mezcla para el cálculo de  $Q_{ECO}$

Se elige la ecuación 4.23 debido a que la pared del tubo es delgada, la resistencia conductiva es despreciable (Incropera, 2007).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{A_{EXT}} + \frac{1}{h_{INT} \cdot A_{INT}} + \frac{\ln \frac{d_{EXT}}{d_{INT}}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{acero\ inox} \cdot Lt} + \frac{1}{h_{EXT} \cdot A_{EXT}}} \quad (4.23)$$

$$DTML = \frac{(\Delta T_2) - (\Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (4.24)$$

$$Q_{ECO} = UA(DTML) \quad (4.25)$$

Donde:

h INT y h EXT son los coeficientes convectivos locales (Jeschke,1925) los cuales representan la resistencia térmica de una superficie existente, puede ser utilizado para cada lado del economizador.

La distribución de temperatura entre los fluidos frío y caliente del economizador no es constante, se utiliza el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML).

Para el cálculo de  $Q_{ECO}$  en corriente fría y caliente se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$Q_{ECO\ caliente} = m_{caliente} \cdot Cp_{caliente} \cdot (T_{caliente\ ENT} - T_{caliente\ SAL}) \quad (4.26)$$

$$Q_{ECO\ frío} = m_{frío} \cdot Cp_{frío} \cdot (T_{frío\ SAL} - T_{frío\ ENT})$$

Teniendo como resultado:

U		A		DTML		Q ECO	
4.57	kJ/m <sup>2</sup> *s*K	0.0835	m <sup>2</sup>	0.49893151	K	0.1905	kW
m caliente		Cp caliente		ΔT caliente		Q ECO caliente	
0.01488	kg/s	1920	J/kg*K	6.62	K	0.18913075	kW
m frío		Cp frío		ΔT frío		Q ECO frío	
0.01494	kg/s	1910	J/kg*K	6.7	K	0.19118718	kW

**Tabla 4.31** Datos del  $Q_{ECO}$  con (LiBr + Lil+LiNO<sub>3</sub>+ LiCl) +H<sub>2</sub>O

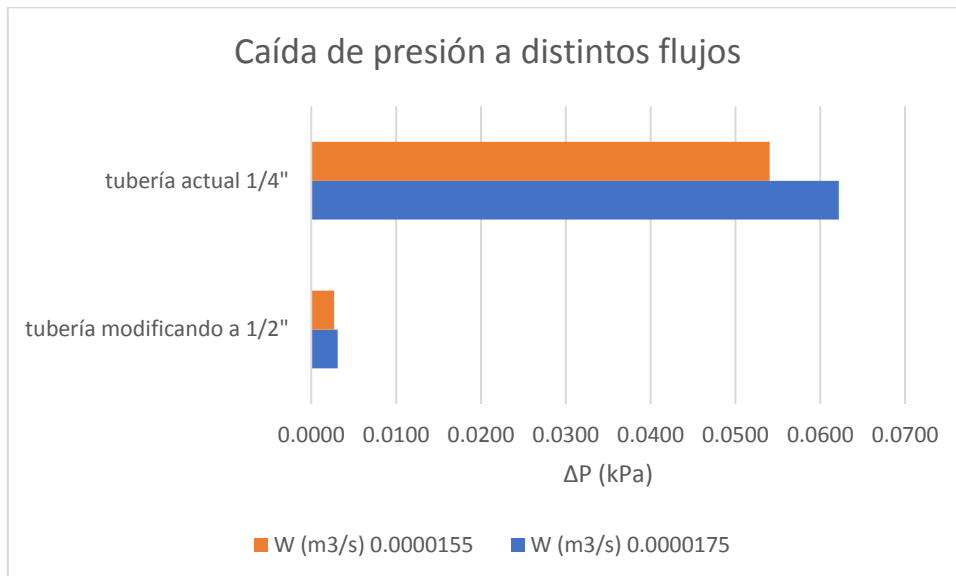
#### 4.6 Mejoras en tubería

De la tabla 4.22 se puede observar que una de las mayores caídas de presión en el ciclo de absorción es en la tubería del circuito GE->AB antes del economizador, gracias a la curva de operación de la bomba fig. 3.13 se hace una aproximación (pues las curvas de operación de la bomba son para H<sub>2</sub>O), del flujo que provocaría al reducir las caídas de presión.

Teóricamente se hace el cambio de diámetro (d) en la ecuación 4.8, de tubería de 1/4" a 1/2" provocando un cambio en el número de Reynolds (Re) y en consecuencia en la caída de presión.

Tubería del ciclo GE->AB antes del ECO	
T (K)	354.13
X (%)	63
L 1/2" (m)	2.04
W (m <sup>3</sup> /s)	1.75761E-05
v (m/s)	0.0581847858
Re	619
f	0.10
$\Delta P$	0.003 kPa

**Tabla 4.32** Caída de presión en tubería GE->AB antes de ECO, con modificación de diámetro de tubería



**Fig. 4.17** Caída de presión tubería 1/4" vs. Caída de presión tubería 1/2"

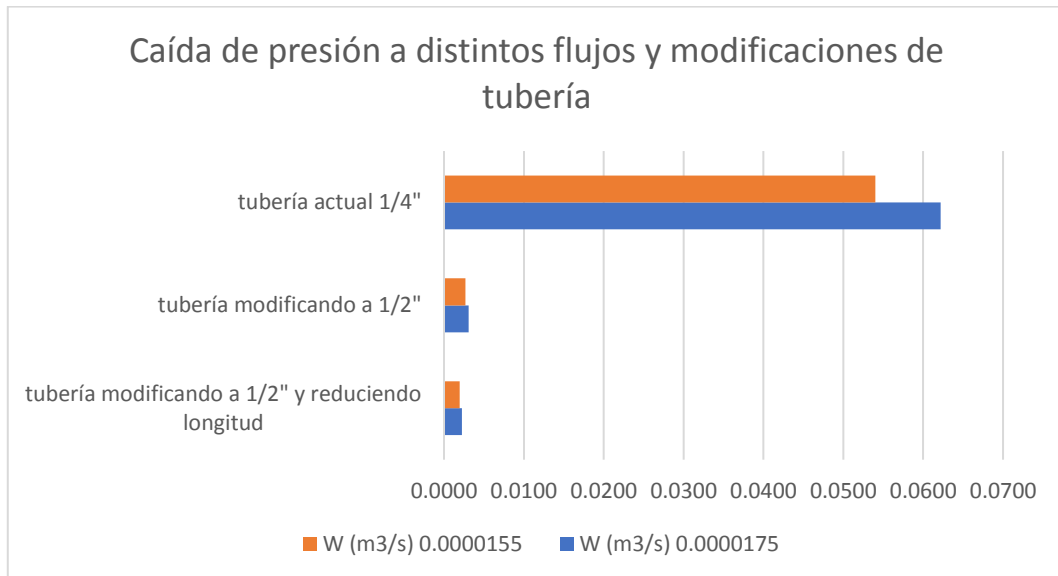


En la figura 4.17 se puede observar la diferencia en la caída de presión a distintos flujos, si se usará una tubería de 1/2" en lugar de 1/4".

Teóricamente se realiza una reducción en la longitud de tubería (L) del ciclo del GE->AB ante del ECO en la ecuación 4.13, de 2.04 m a 1.48 m provocando un cambio en el número de Reynolds (Re) y en consecuencia en la caída de presión.

Tubería del ciclo GE->AB antes del ECO	
T (K)	354.13
X (%)	63
L 1/2" (m)	1.48
W (m <sup>3</sup> /s)	1.75761E-05
v (m/s)	0.0581847858
Re	619
f	0.10
$\Delta P$	0.0022 kPa

**Tabla 4.33** Caída de presión en tubería GE->AB antes de ECO, con modificación de diámetro de tubería y reducción de longitud



**Fig. 4.18** Caída de presión tubería 1/4" vs. Modificaciones de diámetro y longitud de tubería

## 4.7 Mejoras en la purificación de agua

En la tabla 1.1 De las pruebas experimentales realizadas anteriormente por (Torres, 2017) se puede notar un decrecimiento de presión en el ciclo del absorbedor al generador de 2.83 kPa. En la tabla 4.34 se muestra la presión actual y la presión que se pudiera obtener al reducir las caídas de presión.

Se realiza el cálculo de la diferencia de presión entre el absorbedor y el generador, en la tabla 4.34 se presenta la presión actual y la presión que se supone que se tendrá al efectuar las mejoras en tubería y economizador.

$$\Delta P_{AB \rightarrow GE} = P_{AB} - \Delta P - P_{GE} \quad (4.27)$$

	$\Delta P_{AB-GE}$	$\Delta P$ (Caídas de presión)
Presión actual	21.30 kPa	0.11 kPa
Presión con mejoras	21.53 kPa	0.0332 kPa

**Tabla 4.34** Mejoras en la presión del ciclo de absorción

Mediante la curva de operación de la bomba se estima teóricamente la mejora del flujo másico de 0.015 kg/s a 0.016 kg/s, teniendo en cuenta que es teórico e ideal, pues no se consideran la corrosión de los materiales y que la curva de diseño de la bomba esta realizada para H<sub>2</sub>O.

Se realiza el cálculo de calor en absorbedor con las condiciones de operación de la tabla 2.8, considerando la variación de flujo másico de la mezcla de trabajo en tubería, en consecuencia, a la reducción de caídas de presión.

Balance de energía en el absorbedor

$$Q_{AB} = m_{AB,ENT,Vap} * h_{AB,ENT,Vap} + m_{AB,ENT,SC} * h_{AB,ENT,SC} - m_{AB,SAL,SD} * h_{AB,SAL,SD} \quad (4.28)$$

Balance de masa en el absorbedor

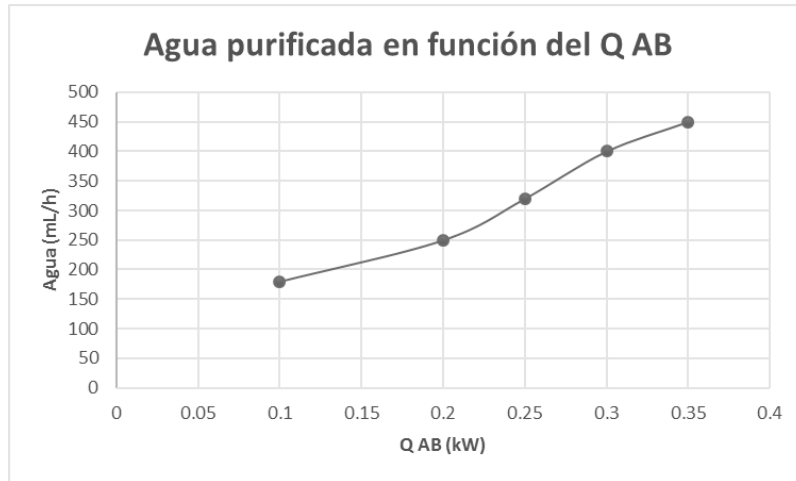
$$m_{AB,SAL,SD} = m_{ECO,SAL,SC} * m_{EVA,SAL,Vap} \quad (4.29)$$

Donde:

h es la entalpía de la mezcla (Vea Apéndice A), m es el flujo másico de la mezcla (kg/s) con las modificaciones presentadas en la tabla 4.31 y 4.33 y el vapor (Vap) proviene del evaporador.

Teniendo como resultado un aumento teórico en el calor del absorbedor de 0.39 kW, superior al calor actual de 0.23 kW.

Anteriormente se mencionó, que solamente se trabajó con datos experimentales en estado estable, durante ese intervalo de tiempo se purificó 16 ml/h. En la figura 4.19, muestra que al aumentar 0.15 kW en el calor del absorbedor se aumentará 130 mL por hora de agua purificada, debido a que se produce una mayor evaporización de agua impura en los tubos, la cual será enviada a los condensadores auxiliares.



**Fig. 4.19** Destilación de agua vs.  $Q_{AB}$  (Torres, 2017)

# Capítulo 5 Resultados

El objetivo del trabajo presente es aumentar la purificación de agua en el absorbedor, para ello es necesario aumentar el flujo de la mezcla y en consecuencia tener una mejor reacción exotérmica. La figura 3.13 se presenta la curva de diseño de la bomba (la curva se trabajando con agua), se puede apreciar que la bomba puede trabajar a distintos flujos mayores a los que se tiene en el TTA.

## 5.1 Metodología implementada

1. Descripción geométrica y longitudinal de tuberías y equipos del ciclo de absorción en el TTA.

Se realizan las mediciones de longitud de tubería de todo el ciclo de absorción, presentadas en la tabla 3.20 y 3.19.

Longitud de tubería (m)	CICLOS			
	GE->AB antes del ECO	GE->AB después del ECO	AB->GE antes del ECO	AB->GE después del ECO
	2.04	1.44	1.97	0.92

**Tabla 5.35** Longitud de tubería 1/4" entre los equipos principales

El economizador actual fue diseñado por (Barroso, 2003) con una capacidad de diseño de 4.4 kW visto en la tabla 4.29.

2. Análisis termo-hidráulico de la mezcla cuaternaria en el ciclo de absorción.

Utilizando las ecuaciones descritas en el apéndice A, debido a que (Koo, Lee, Oh, Park, & Baek, 1999) presentan una similitud de experimentación que con las condiciones de operación del TTA.

	CICLOS			
	GE->AB antes del ECO	GE->AB después del ECO	AB->GE antes del ECO	AB->GE después del ECO
T (K)	354.13	361.1735	371.587	353.738
X (%)	63	63	61	61
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1662.56	1655.01	1615.86	1630.12
$\mu$ (Pa*s)	0.00305	0.00297	0.00231	0.00309

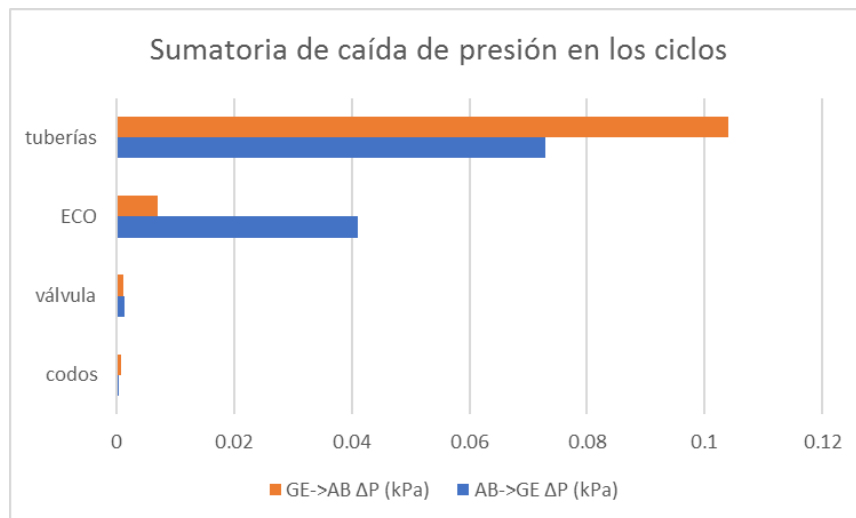
**Tabla 5.36** Propiedades de la mezcla en el ciclo de absorción

	ECONOMIZADOR			
	GE->AB		AB->GE	
	ENT del GE	SAL al AB	ENT del AB	SAL al GEN
T (K)	355.38	362.08	362.54	355.92
X (%)	63	63	61	61
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1660.31	1653.14	1622.56	1627.63
$\mu$ (Pa*s)	0.00335	0.00286	0.00251	0.00289
Cp (kJ/kg°C)	1.91	1.9	1.92	1.94

**Tabla 5.37** Propiedades de la mezcla en el economizador

**3. Análisis de caídas de presión en tuberías y equipos del ciclo de absorción.**

Se concluye que las mayores caídas de presión fueron en el tubo anular del economizador del ciclo del AB al GE (tabla 4.26) y en tuberías del ciclo del GE al AB antes del economizador (tabla 4.22).



**Fig. 5.20** Resultados de caída de presión en el ciclo de absorción

**4. Estudio de equipos y tuberías con mayor caída de presión.**

Se realizan modificaciones en tubería del ciclo GE->AB antes del ECO, al cambiar la tubería de ¼" a ½" y reduciendo 50 cm de tubería, se tiene como resultado una diferencia de 0.062kPa a 0.002 kPa.

Se realizan estudios de la termo hidráulica de la mezcla en el economizador, para comparar el calor diseño en el economizador actual de 4.4 kW con el calor del economizador con la mezcla cuaternaria de 0.19 kW.

## 5. Cálculo de aumento de purificación de agua en el absorbedor.

En la figura 4.19, se observa que la producción de agua destilada está en función del calor producido en el absorbedor. El aumento del calor del absorbedor permite tener mayor disponibilidad de la energía, la cual es aprovechada por el sistema de destilación de agua. Con el calor obtenido de las modificaciones de tuberías tenemos un aumento teórico de purificación de agua de 16 ml/h a 30 ml/h en un intervalo de tiempo en estado estable.

## 5.2 Conclusiones

Después de analizar los resultados de las pruebas experimentales con la mezcla cuaternaria en el TTA se tienen las siguientes conclusiones:

- Aunque (Salavera,2005) y (Koo,1999) usaron distintos instrumentos para estimar la densidad de la mezcla, a la presión de operación experimental, los resultados son similares.
- La caída de presión más alta es en el tubo anular del economizador del ciclo AB-> GE y en la tubería del ciclo del GE->AB antes del economizador, debido a la densidad de la mezcla, longitud y diámetro de tubería.
- El ECO, está construido de igual forma que el EVA, teniendo un factor de sobrediseño de 4.4 veces el  $Q_{EVA}$  (Tabla 4.29), sin embargo, con el calor calculado mediante datos experimentales de la mezcla cuaternaria, se puede apreciar que el calor en el economizador es de 0.19 kW.
- Para poder purificar una mayor cantidad de agua es necesario realizar cambios en la configuración del TTA, no en la mezcla absorbente, pues ha demostrado ser la más útil en mantener en buenas condiciones los equipos y mantener por más tiempo en estado estable el TTA.

### 5.3 Recomendaciones

- Reacomodar la tubería del ciclo del GE->AB, en orden de reducir las caídas de presión.
- Modificar el economizador a un sobrediseño más bajo.
- Revisar los distribuidores del absorbedor y generador.
- Cambiar tuberías en el ciclo de absorción de ¼" de acero inoxidable Ced. 40 a ½" de acero inoxidable Ced. 20 sin costuras (tubing), debido que al aumentar el diámetro disminuyen las caídas de presión.
- Tomar en cuenta las caídas de presión por impurezas debido a la corrosión de tubería por las mezclas de trabajo.

## Bibliografía

Adegoke, C. O. and Gosney, W. B. "Vapour pressure data for (LiBr + ZnBr) – H<sub>2</sub>O solutions", International Journal of Refrigeration, Vol.16, pp. 39–45, 1991.

Ally, M.R. "Vapour liquid equilibrium and enthalpy concentration temperature correlations for ternary nitrate mixtures", ASHRAE Trans. Part 2, pp. 631–638, 1988.

*anton-paar.com*. (n.d.). Retrieved from <https://www.anton-paar.com/mx-es/productos/detalles/density-meter-dmatm-501/>

Asfand F. And M. Bouronis Estimation of differential heat of dilution for aqueous lithium (bromide, iodide, nitrate, chloride) colution and aqueous) lithium, potassium, sodium) nitrate solution used in absorption cooling system. Intj. Refrig. 75, pp18-25. 2016

A. Zachár, (2010). Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 3928-3939.

Barroso, M. (2003). *Diseño y construcción de un sistema portátil de purificación de agua integrado a un transformador de calor*. Cuernavaca.

Bird, R., Stewart, W., & Lightfoot, E. (2014). *Fenómenos de transporte*. Reverté, s.a.

Bonafoni, G., & Capata, R. (2015). Proposed Design Procedure of a Helical Coil Heat Exchanger for an Orc Energy Recovery System for Vehicular Application. *Engineering Journal, Magnolithe*.

Bourouis, M., Coronas, A., Romero, R., & Siqueiros, J. (2004). *Purification of seawater using absorption heat transformer with water-LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl and low temperature heat sources*. Desalination.

Cole-Parmer Instrument Company. (2018). *Cole-Parmer*. Retrieved from <https://www.coleparmer.com/i/micropump-l20561-a-mount-suction-shoe-pump-head-bypass-ss-peek-viton-0-261-ml-rev/7300400?searchterm=73004-00>

GREENPEACE. (2011). *Energía 3.0*. Madrid.

Hernández, Á. (2016). *Ánalisis teórico-experimental de la transferencia de energía en un condensador helicoidal de tubos concéntricos vertical, utilizando en un transformador térmico que opera con solución Carrol-*



*agua.*

Hernandez, J.A., Bassam, A., Siqueiros, J. and Romero, D.J. "Optimum operating conditions for a water purification process integrated to a heat transformer with energy recycling using neural network", *Renewable energy*, Vol.34, pp. 1084 – 1091, 2009b.

Hernandez, J.A., Romero, J.D., Morales, L.I. and Siqueiros, J. "COP prediction for the integration of a water purification process in a heat transformer: with and without energy recycling", *Desalination*, Vol.219, pp. 66–80, 2008.

Herold, K., & Radermacher, R. (1996). *Absorption Chillers and Heat Pumps*. Washington: CRC Press.

Hidrostral. (2018). *Hidrostral*. Retrieved from <http://www.hidrostral.com.pe/#>

Hortal, A. (2005). *El ahorro energético*. Estudios de viabilidad económica. Madrid: Díaz de Santos.

Huicochea, A. (2009). *Estudio teórico-experimental de un sistema portátil para purificación de agua integrado a un transformador de calor*. Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Centro de Investigaciones en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Cuernavaca.

Incropera, F. P. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.

Kakac, S., & Liu, H. (2004). *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*. Miami: CRC PRESS.

Koo, K. K., Lee, H. R., Oh, J. S., Park, D. R., & Baek, Y. S. (1999). Solubilities, Vapor Pressure and Heat Capacities of the Water+Lithium Bromide+Lithium Nitrate+Lithium Iodine+Lithium Chloride System. *International Journal of Thermophysics*, 20, 589-600.

Kumar, V., Saini, S., Sharma, M., & Nigam, K. (2006). Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger. *ELSEVIER*.

Mott, R. (n.d.). *Mecánica de Fluidos*.

Moya, E. Z. (n.d.). Desalinización de agua del mar mediante energías renovables. *Plataforma Solar de Almería-CIEMAT*, 27.

Petukhov, B. (1970). *Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties*. Advances in heat transfer

- Petukhov, B. (1970). *Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties*. Advances in heat transfer.
- Romero Dominguez, R. (2001). *Estudios teóricos y experimentales de transformadores térmicos por absorción y diseño optimado de absorbedores de película descendente*. Tesis doctoral, UNAM, Centro de investigación en energía.
- Romero, R. (2001). *Estudios teórico y experimentales de transformadores térmicos por absorción y diseño optimado de absorbedores de película descendente*. Centro de investegiación en energía. D.F.: UNAM.
- Salavera, D. (2005). *Propiedades Termofísicas de Nuevos Fluidos de Trabajo  $H_2O+LiBr+LiNO_3+LiCl+LiI$ ,  $NH_3+H_2O+NaOH$  y  $NH_3+H_2O+KOH$  para Sistemas de Refrigeración por Absorción*. Universitat Rovira i Virgili, CREVER, Tarragona.
- Santoyo, S., Siqueiros, J., Heard, C., & Santoyo, E. (1996). *Bomba de calor por absorción integrada a un sistema de purificación de efluetes*. Instituto de Investigaciones Eléctricas .
- SENER. (2017). *Prospectiva de energías renovables 2017-2031*. México.
- SENER. (2018). *PROSPECTIVA DEL SECTOR ELÉCTRICO 2018-2032*. Ciudad de México.
- Siqueiros, J. (2007). *Increase of COP for heat transdormer in water purification systems*. Applied Thermal Engineering.
- Torres Díaz, T. (2013). *Estudio experimental del proceso de evaporación de un transformador térmico por absorción usando calor de desecho*. Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas.
- Torres, T. (2017). *Estudio experimental de un transformador térmico integrado a un sistema de purificación de agua utilizando  $(LiBr+LiI+LiNO_3+LiCl+H_2O)$* . Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas.
- Uemura, T. "Studies on the lithium chloride water absorption refrigerants", Russian J.Phis.Chem., Vol.51, pp. 748 – 749, 1977.
- Yoon J., O. Kwon , C. Moon , H. Lee, P. Bansal (2005) "Heat and mass transfer characteristics of a helical absorber using LiBr and LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl solutions" Intl. J. Heat Mass Transfer 48, pp2102-2109.

## Apéndice A

### Propiedades de Transporte y Termodinámicas de la mezcla cuaternaria+H<sub>2</sub>O

**La capacidad calórica** de la mezcla absorbente cuaternaria fue ajustada a partir del método de mínimos cuadrados para obtener la correlación mostrada a continuación dentro del intervalo de temperatura de  $298.15 \text{ K} \leq T \leq 328.15 \text{ K}$  y concentraciones entre  $0.5 \leq X \leq 0.65$ , teniendo un error máximo de 0.24%. Koo et al., (1999)

$$C_p = \sum_{i=0}^3 [A_i + B_i T + C_i T^2] (100x)^i$$

	$A_i$	$B_i$	$C_i$
0	-2.17E-3	1.40	-2.2E-2
1	1.1E-5	-7.66E-1	1.23E-5
2	-2.15E-5	1.38E-2	-2.22E-5
3	1.2E-5	-8.26E-5	1.32E-7

Donde el  $C_p$  es la capacidad calorífica,  $T$  la temperatura absoluta,  $x$  la fracción másica y  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$ , las constantes de la ecuación.

**La entalpia** de la mezcla cuaternaria H<sub>2</sub>O+ LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl fue ajustada por medio del método de McNeely obteniendo la correlación que a continuación se presenta para el intervalo de temperaturas entre  $270.2 \text{ K} \leq T \leq 395.2 \text{ K}$  y para concentraciones  $0.40 \leq x \leq 0.70$ , con un error máximo del 0.15% Salavera (2013)

$$h = C_1 + C_2 T + C_3 T^2$$

	$C_1$	$C_2$	$C_3$
0	-4.79E3	-8.8	5.2E-2
1	4.84E4	-6.66E1	-1.23E-1
2	-1.39E5	3.58E2	-9.68E-2
3	1.19E5	-3.826E2	2.79E-1

**La Conductividad térmica** de la mezcla cuaternaria LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl fue ajustada por medio del método de mínimos cuadrados obteniendo la correlación que a continuación se presenta para el intervalo de temperaturas entre  $298.15 \text{ K} \leq T \leq 328.15 \text{ K}$  y para concentraciones  $0.50 \leq x \leq 0.65$ , con un error máximo del 0.16% Salavera (2013)

$$\lambda = C_1 + C_2 T$$

	$C_1$	$C_2$
0	1.89E1	1.38E-3
1	-3.54E-2	-9.57E-4

## Apéndice B








### Tubería Calibrada de Acero Inoxidable (Tubing)

Medida nominal		C a l i b r e	Espesor de pared		Presión interior de trabajo		Presión de ruptura		Presión exterior de trabajo		Presión de aplastamiento	
Pulg.	mm		Pulg.	mm	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>
1/4	6.4	22	0.028	0.71	3270	230	17190	1210	2510	175.6	10040	706.5
		20	0.035	0.89	4200	295	22100	1555	3345	235.4	13380	941.6
5/16	7.9	22	0.028	0.71	2560	180	13490	950	1980	139.3	1920	557.3
		20	0.035	0.89	3280	230	17240	1215	2510	178.6	10040	706.5
		18	0.049	1.24	4750	335	24990	1760	3950	278.0	15800	1111.8
		16	0.065	1.65	6630	465	34910	2455	4890	344.1	19560	1376.4
3/8	9.5	22	0.028	0.71	2110	150	11100	780	1645	115.8	6580	463.0
		20	0.035	0.89	2690	190	14140	995	1980	139.3	7920	557.3
		18	0.049	1.24	3870	270	20340	1430	2890	203.4	11560	813.5
		16	0.065	1.65	5350	375	28150	1980	3950	278.0	15800	1111.8
1/2	12.7	22	0.028	0.71	1560	110	8190	575	1030	72.5	4120	289.9
		20	0.035	0.89	1970	140	10390	730	1495	105.2	5980	420.8
		18	0.049	1.24	2820	200	14830	1045	2210	155.5	8840	622.1
		16	0.065	1.65	3860	270	20300	1430	2890	203.4	11560	813.5
5/8	15.9	14	0.083	2.11	5100	360	26830	1890	3950	278.0	15800	1111.8
		12	0.109	2.77	7030	495	36990	2605	4890	344.1	19560	1376.4
		22	0.028	0.71	1230	85	6490	455	795	55.9	3180	223.8
		20	0.035	0.89	1560	110	8220	580	1030	72.5	4120	289.9
3/4	19.1	18	0.049	1.24	2220	155	11660	820	1645	115.8	6580	463.0
		16	0.065	1.65	3020	215	15870	1115	2210	155.5	8840	622.1
		14	0.083	2.11	3960	280	20820	1465	2890	203.4	11560	813.5
		12	0.109	2.77	5390	380	28390	2000	3950	278.0	15800	1111.8
3/4	19.1	22	0.028	0.71	1020	70	5380	380	555	39.1	2220	156.2
		20	0.035	0.89	1290	90	6790	480	845	59.5	3380	237.9
		18	0.049	1.24	1830	130	9610	675	1360	95.7	5440	382.8
		16	0.065	1.65	2480	175	13030	915	1790	126.0	7160	503.9
3/4	19.1	14	0.083	2.11	3230	225	17010	1195	2510	178.6	10040	706.5
		12	0.109	2.77	4380	310	23040	1620	3345	235.4	13380	941.6
		22	0.028	0.71	870	60	4590	325	430	30.3	1720	121.0
		20	0.035	0.89	1100	75	5790	405	625	44.0	2500	175.9

### Tubería de Cédula (Pipe) de Acero Inoxidable

Medida nominal	Cédula	Espesor de pared		Diámetro exterior		Peso aproximado		Presión interior de trabajo		Presión de ruptura		Presión exterior de trabajo		Presión de aplastamiento		
		Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	lb/pie	Kg/m	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)
1.8	3.2	10	0.049	1.24	0.405	10.29	0.190	0.283	3550	250	18670	1315	2063	145	8252	580
		40	0.068	1.73			0.250	0.373	5170	365	27200	1915	3195	225	12780	900
		80	0.095	2.41			0.321	0.479	7670	540	43230	3040	5410	381	21840	1524
1.4	6.4	10	0.065	1.65	0.540	13.72	0.337	0.502	3540	250	19960	1405	2063	145	8252	580
		40	0.088	2.24			0.435	0.648	5000	350	28170	1980	3195	225	12780	900
		80	0.119	3.02			0.547	0.815	7110	500	40070	2820	4096	288	16384	1152
3.8	9.5	10	0.065	1.65	0.675	17.15	0.433	0.645	2770	195	15630	1100	1453	102	5812	408
		40	0.091	2.31			0.580	0.864	4020	285	22640	1595	2512	177	10048	708
		80	0.126	3.20			0.756	1.126	5830	410	32900	2315	4096	288	16384	1152
1.2	12.7	5	0.065	1.65	0.840	21.34	0.550	0.819	2190	155	12360	870	1087	76	4348	304
		10	0.083	2.11			0.687	1.023	2860	200	16110	1135	1453	102	5812	408
		40	0.109	2.77			0.871	1.297	3850	270	21730	1530	2063	145	8252	580
		80	0.147	3.73			1.112	1.657	5410	380	30480	2145	3195	225	12780	900
3.4	19.1	5	0.065	1.65	1.050	28.67	0.699	1.041	1730	120	9760	685	825	58	3300	232
		10	0.083	2.11			0.877	1.307	2250	160	12670	890	1087	76	4348	304
		40	0.109	2.77			1.121	1.670	3010	210	16990	1195	1453	102	5812	408
		80	0.147	3.73			1.449	2.158	4190	295	23620	1660	2512	177	10048	708
1	25.4	5	0.065	1.65	1.315	33.4	0.887	1.321	1370	95	7720	545	600	42	2400	168
		10	0.109	2.77			1.437	2.140	2360	165	13320	935	1189	84	4756	336
		40	0.133	3.38			1.718	2.559	2930	205	16520	1165	1453	102	5812	408
		80	0.179	4.55			2.223	3.311	4070	285	22930	1615	2512	177	10048	708
1 1/4	31.8	5	0.065	1.65	1.660	42.16	1.132	1.686	1070	75	6060	425	400	28	1600	112
		10	0.109	2.77			1.848	2.752	1840	130	10400	730	889	63	3556	252
		40	0.140	3.56			2.327	3.466	2410	170	13580	955	1189	84	4756	336
		80	0.191	4.85			3.064	4.564	3370	235	19000	1335	1732	122	6928	488

### PERDIDAS POR FRICCIÓN EN ACCESORIOS (LONGITUD EQUIVALENTE DE CAÑO RECTO DEL MISMO DIÁMETRO EN METROS)

Diámetro nominal de los caños normales								
mm.	Pulg.	Válvula esclusa totalmente abierta	Válvula globo totalmente abierta	Válvula ángulo totalmente abierta	Válvula de retención	Codo normal o Te de 6 mm de reducción	Curva normal o Te normal	Te normal
12	1/2	0,12	5,18	2,44	1,22	0,46	0,30	1,00
19	3/4	0,15	6,71	3,36	1,83	0,61	0,45	1,37
25	1	0,18	8,24	4,27	2,44	0,82	0,52	1,74
32	1 1/4	0,24	11,00	5,49	3,66	1,07	0,70	2,32
38	1 1/2	0,30	13,12	6,71	4,27	1,31	0,82	2,74
51	2	0,36	16,78	8,24	5,80	1,68	1,07	3,66
63	2 1/2	0,43	20,43	10,06	7,01	1,98	1,28	4,27
76	3	0,52	25,01	12,50	9,76	2,44	1,59	5,18
102	4	0,70	33,55	16,16	13,12	3,36	2,14	6,71
127	5	0,88	42,70	21,35	17,69	4,27	2,74	8,24
152	6	1,07	51,85	24,40	20,74	4,88	3,36	10,00
203	8	1,37	68,02	36,60	---	6,10	4,27	13,12
254	10	1,77	85,40	42,70	---	7,93	5,18	16,16
305	12	2,07	100,65	48,80	---	9,76	6,10	20,74
356	14	2,44	115,90	58,00	---	11,28	7,32	23,79
406	16	2,74	134,20	67,10	---	12,81	8,24	26,84

## Apéndice C

### Logre un flujo sin fugas y sin pulsaciones

El impulsor magnético y los sellos estáticos mantienen de manera segura el líquido en el interior y los posibles contaminantes en el exterior. Los materiales con resistencia química manejan una amplia gama de materiales (gracias a las piezas humectadas). Los cabezales de la bomba son compactos y fáciles de someter a mantenimiento. El diseño modular ofrece flexibilidad; configúrelo de acuerdo con sus necesidades específicas.

Los cabezales de bomba de tipo cavidad están diseñados para manipular presiones de entrada superiores. Los modelos sin derivación interna son reversibles.

Los cabezales de bomba de zapata de succión proporcionan presiones de alimentación y temperaturas superiores, además de mayor eficiencia.



#### Especificaciones

Tamaño del puerto: NPT (F) de 1/8" (0.32 cm)

Viscosidad máx.: 0.2 a 1500 cp

#### Altura de succión

De tipo cavidad: 24" (60.96 cm) de H<sub>2</sub>O (a 1750 rpm)

Zapata de succión: 12" (30.48 cm) de H<sub>2</sub>O (3450 rpm)

Ciclo de trabajo: continuo

Caudales (ml/min) <sup>†</sup>			Presión máxima psi (bar)	Piezas humectadas			Rango de temperatura	Derivación interna	Velocidad máxima (rpm)	Número de catálogo	Precio	Kits para mantenimiento						
ml/rev	a 50 rpm	a 5000 rpm		Dif.	Sistema	Cuerpo						Engranajes	Sellos	N.º de cat.	Precio			
<b>Cabezales de bomba de tipo cavidad</b> unidades reversibles sin derivación interna																		
0.32	16	1600	80 (5.5)	300	Acero inoxidable 316	PEEK	PTFE	No	10,000	YV-73011-00	—	—						
			80 (5.5)			PTFE							Si	YV-73011-02	—	—		
			50 (3.4)			PTFE							Si	YV-07002-17	YV-07144-38	—	—	
0.64	32	3200	50 (3.4)	300	Acero inoxidable 316	PTFE	PTFE	Si	10,000	YV-07002-23	—	—						
			75 (5.2)			PPS							Si	YV-07001-80	YV-07001-89	—	—	
			80 (5.5)			PEEK							PTFE	No	10,000	YV-73011-08	YV-73011-84	—
0.64	32	3200	80 (5.5)	300	Acero inoxidable 316	PEEK	PTFE	Si	10,000	YV-73011-10	YV-73011-84	—						
			80 (5.5)			PEEK							PTFE	No	10,000	YV-73011-16	—	—
			50 (3.4)			PTFE							Si	10,000	YV-73011-18	—	—	
0.91	45.5	4550	80 (5.5)	300	Acero inoxidable 316	PEEK	PTFE	Si	10,000	YV-07001-40	YV-07001-41	—						
			80 (5.5)			PEEK							PTFE	Si	10,000	YV-73011-18	—	—
			50 (3.4)			PTFE							Si	10,000	YV-07001-40	YV-07001-41	—	—
<b>Los cabezales de la bomba de zapata de succión</b> proporciona presiones de alimentación y rendimiento de cebado superiores																		
0.017	0.85	85	20 (1.4)	300	Acero inoxidable 316	Grafito	PTFE	No	8000	YV-07002-25	YV-07144-42	—						
0.042	2.10	210	40 (2.8)										PTFE	No	8000	YV-07002-26	—	—
0.084	4.20	420	40 (2.8)										PTFE	No	8000	YV-07002-27	YV-07144-47	—
0.092	4.60	460	75 (5.2)	300	Acero inoxidable 316	PEEK	PTFE	No	8000	YV-73003-14	YV-07144-34	—						
			75 (5.2)			PPS							YV-07002-14	—	—			
0.261	13.05	1305	125 (8.6)	300	Acero inoxidable 316	PEEK	Viton <sup>®</sup>	No	10,000	YV-73004-00	—	—						
			125 (8.6)			PEEK							YV-73004-02	—	—			
0.58	29.00	2900	75 (5.2)	300	Acero inoxidable 316	PEEK	Viton	Si	10,000	YV-07003-02	YV-07003-12	—						
			75 (5.2)			PPS							YV-73004-04	—	—			
1.17	58.50	5850	60 (4.1)	300	Acero inoxidable 316	PEEK	Viton	Si	10,000	YV-73003-04	YV-07003-14	—						
			60 (4.1)			PPS							YV-07003-04	YV-07003-14	—	—		

NOTA: en todos los modelos, la viscosidad depende de los parámetros de la aplicación específica (caudal, presiones, etc.).  
<sup>†</sup>Caudales basados en agua a temperatura ambiente y sin contrapresión.

### Carga neta positiva de aspiración:

Se representa por las siglas NPSH (de la expresión inglesa "Net Positive Suction Head") y es necesario diferenciar entre dos conceptos: la NPSH requerida (NPSHr) y la NPSH disponible (NPSHdis). La primera depende del diseño de la bomba y representa la energía necesaria para llenar la parte de aspiración de la misma y vencer las pérdidas por rozamientos y aumento de velocidad desde la conexión de aspiración hasta el punto donde se incrementa la energía. Es, por tanto, un valor que depende del diseño constructivo de la bomba y que debe suministrar el fabricante de esta.

La NPSH disponible es la diferencia entre la presión a la entrada de la bomba y la tensión de vapor del fluido a la temperatura de funcionamiento, medidas ambas en metros de columna de líquido. Lógicamente siempre deberá cumplirse que la NPSHdis sea mayor o igual que la NPSHr. Por otro lado, la NPSHdis siempre habrá de ser positiva y lo mayor posible, ya que de este modo se evitará que la presión a la entrada de la bomba descienda por debajo de la presión de vapor del fluido en las

condiciones de temperatura existentes en dicho punto, lo que provocaría la aparición de burbujas de vapor, con el consiguiente peligro de que la bomba entre en cavitación lo que reduce su carga y eficacia al tiempo que daña el material de esta, reduciendo seriamente la vida útil de la bomba.

$$NPSH_{dis} = \frac{PA - PV}{\rho g}$$

En resumen, para proceder al cálculo de las bombas, se seguirán los siguientes pasos:

- 1) Calcular para cada bomba la carga de esta, como diferencia de las alturas totales de aspiración e impulsión.
- 2) Mediante las curvas características de la bomba o los programas informáticos existentes, elegir el modelo adecuado de la bomba, estableciendo sus especificaciones técnicas (potencia del motor, NPSHr, etc.).
- 3) Comprobar que el NPSHdis es mayor que el NPSHr, para lo cual se necesitará conocer la presión de vapor del fluido en las condiciones de operación. Esto puede ser más crítico cuando la bomba está en aspiración o si se bombean fluidos volátiles (al menos más que el agua). En general bastará comprobar que esta tercera condición se cumple para el caso más desfavorable, que corresponderá a las situaciones mencionadas, y siendo así en éste, lo será obviamente en el resto.

## Apéndice D

### PUESTA EN MARCHA Y OPERACIÓN DEL EQUIPO TTAPPA

#### PRUEBAS DE HERMETICIDAD

La primera prueba operativa que se hace en el TTAPPA es detectar posibles fugas en el circuito principal. Se llena el circuito con aire mediante un compresor hasta alcanzar una presión manométrica de 23psi. A continuación, se deja el sistema presurizado por un tiempo aproximado de 24 horas para determinar las fugas mediante la diferencia de presión inicial y final.

Cuando existieran pérdidas de presión mayores a 2psi, se presuriza con aire el circuito principal a una presión manométrica constante de 23psi para detectar fugas mediante jabón y agua en todas las uniones soldadas y roscadas. Las fugas encontradas se eliminan y se repite la prueba de detección de fugas hasta eliminarlas totalmente.

Posteriormente se procede a colocar el aislante térmico en los circuitos de calentamiento, principal y agua a destilar con el fin de disminuir las pérdidas de calor.

#### LLENADO DEL EQUIPO

- 1.- Preparar la mezcla absorbente a la concentración deseada
- 2.- Abrir la válvula del generador y absorbedor. A continuación, conectar la bomba de vacío a la entrada de las válvulas y encenderla. Apagar la bomba de vacío hasta alcanzar aproximadamente 10 pulgadas de inHg. Al terminar lo anterior cerrar las válvulas.
- 3.- Conectar a una manguera plástica en un extremo a la entrada de la válvula inferior del generador y el otro extremo al depósito de la solución preparada.
- 4.- Abrir la válvula superior del generador en forma gradual para permitir el ingreso de la solución en el circuito principal, cuando la solución alcance la mitad del indicador de nivel del generador, encender la bomba del GE-AB para permitir el paso de la solución al absorbedor. Una vez alcanzadas las marcas indicadas en los niveles de vidrio del absorbedor y generador respectivamente apagar la bomba y cerrar la válvula
- 5.- En caso de que las marcas de los indicadores de nivel se superen con la solución, drenar con la válvula inferior del generador hasta estar por debajo de las mismas y repetir los pasos del 2 al 4 hasta alcanzar los niveles indicados.
- 6.- Llenar los depósitos de los baños térmicos con agua potable mediante una manguera de plástico hasta alcanzar la marca del indicador de nivel.
- 7.- Llenar el depósito del recipiente separador con agua potable mediante una manguera de plástico hasta alcanzar la marca del indicador de nivel.
- 8.- Verificar que el depósito de la torre de enfriamiento se encuentre al 100% de su capacidad total con agua potable, además probar el mecanismo de llenado automático del mismo.



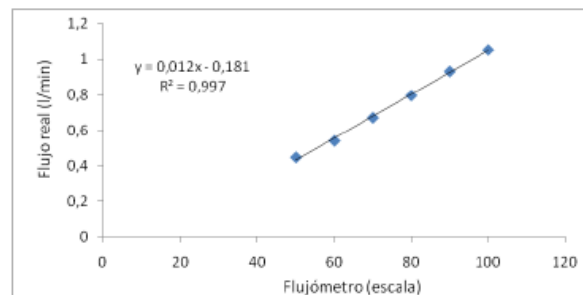
## ARRANQUE DEL EQUIPO

Una vez que se han llenado los depósitos con los niveles indicados, arrancar el equipo TTAPPA, mediante los siguientes pasos.

- 1.- Realizar una inspección visual de todo el equipo para identificar posibles situaciones adversas que afecten el buen funcionamiento del mismo.
- 2.- Encender el equipo de monitoreo de temperaturas y presión absoluta, Adquisidor de datos y computadora y la fuente de los transductores de presión.
- 3.- Iniciar la toma de lectura y almacenamiento de datos de cada sensor de temperatura y presión, bajo el programa del adquisidor de datos.
- 4.- Extraer la cantidad de aire del circuito principal con la bomba de vacío a través de las válvulas del generador y absorbedor, colocada en la parte superior de los mismos, hasta alcanzar la presión absoluta calculado para las condiciones de operación, después cerrar las válvulas para mantener la presión absoluta.
- 5.- Prender la resistencia de 2000Watts, y la de 400Watts también ajustar del variac a 7.4ampers.
- 6.- Ajustar los flujos volumétricos en los rotámetros del generador y absorbedor respectivamente.
- 7.- Encender la bomba del sistema de destilado y ajustar la recirculación del agua a destilar
- 8.- Encender la bomba de recirculación del generador en el nivel máximo del flujómetro.
- 9.- Encender el circuito de enfriamiento y ajustar el flujo volumétrico a 6L/min.

Flujómetro Generador circuito interno

Flujómetro (escala)	F. medido (l/min)
50	0.45
60	0.542
70	0.672
80	0.796
90	0.931
100	1.052



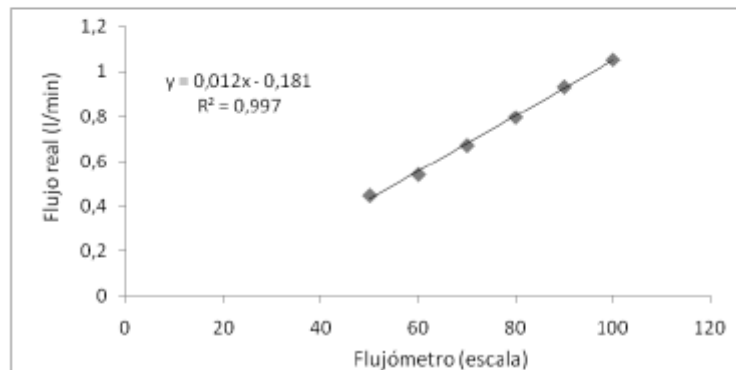
Flujo generador interno contra flujo real

Los flujómetros fueron calibrados con H<sub>2</sub>O, es por eso que se debe hacer la correlación para la mezcla cuaternaria.

SALIDA ABSORBEDOR										
m(adim)	m(gr/min)	Tsol (°C)	X(%)	ρ Agua		ρ solución		correccion	m corregidos	
				(kg/m3)	(kg/m3)	(gr/cm3)	gr/min		kg/s	
50	482.7	98.138387	62.5	960.042335	1615.9	1.6159	0.560	270.5	0.00728	
60	588.1	98.138387	62.5	960.042335	1615.9	1.6159	0.560	329.5	0.00888	
70	693.6	98.138387	62.5	960.042335	1615.9	1.6159	0.560	388.6	0.01047	
80	799.0	98.138387	62.5	960.042335	1615.9	1.6159	0.560	447.7	0.01206	
90	904.4	98.138387	62.5	960.042335	1615.9	1.6159	0.560	506.7	0.01365	
100	1009.8	98.138387	62.5	960.042335	1615.9	1.6159	0.560	565.8	0.01524	

Flujómetro absorbedor circuito interno

Flujómetro (escala)	F. medido (l/min)
50	0.45
60	0.542
70	0.672
80	0.796
90	0.931
100	1.052



Flujo absorbedor interno contra flujo real

## Apéndice E

Metodología para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de calor tubo-coraza:

Para el cálculo del coeficiente es necesario tener los datos geométricos y condiciones de operación del intercambiador de calor de tubo y coraza.

Lt	400	mm
Do	17.145	mm
Ds	101.6	mm
Pr	1.25	
Np	4	
CTP	0.85	
CL	0.866	

*Datos geométricos del absorbedor*

Lt	600	mm
Do	17.145	mm
Ds	152.4	mm
Pr	1.25	
Np	2	
CTP	0.9	
CL	0.866	

*Datos geométricos del generador*

Diámetro de radio

$$d_r = \frac{d_o}{d_i} \quad (5)$$

Pitch radio

$$P_r = \frac{P_t}{d_o} \quad (6)$$

Tube Clearance

$$C_t = P_t - d_o \quad (7)$$

Constantes de cálculo del conteo de tubos

$$CTP = 0.93 \text{ para } 1 - \text{ paso}$$

$$CTP = 0.9 \text{ para } 2 - \text{ pasos}$$

$$CTP = 0.85 \text{ para } 3 - \text{ pasos o más}$$

Constante de diseño de tubo

$$CL = \sin(60^\circ) = 0.866 \text{ para un arreglo triangular}$$

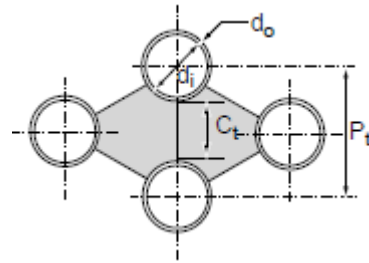
Número de tubos

$$N_t = \frac{\pi \cdot (CTP) \cdot D_s^2}{4 \cdot (CL) \cdot P_r^2 \cdot d_o^2} \quad (8)$$

**Lado tubos**

El área de flujo cruzado

$$A_{c1} = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_t}{4 \cdot N_p} \quad (9)$$



Velocidad

$$v_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot A_{c1}} \quad (10)$$

Número de Reynolds

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot v_1 \cdot d_i}{\mu_1} \quad (11)$$

Factor de fricción

$$f = (1.58 \ln(Re_1) - 3.28)^{-2} \text{ si } Re_1 > 2300$$

$$f = \frac{16}{Re_1} \text{ si } Re_1 < 2300 \quad (12)$$

Número de Nusselt

$$Nu_1 = 1.86 \left( \frac{d_i Re_1 Pr}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot k_1}{d_i} \quad (14)$$

### Lado coraza (mezcla cuaternaria)

Área de flujo libre

$$A_{c2} = \frac{D_s C_t}{P_t} \quad (15)$$

Velocidad

$$v_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 \cdot A_{c2}} \quad (16)$$

Diámetro equivalente para un diseño de arreglo triangular

$$D_e = \frac{\left(\frac{\sqrt{3}P_t^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8}\right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad (17)$$

Número de Reynolds

$$Re_2 = \frac{\rho_2 \cdot v_2 \cdot D_e}{\mu_2} \quad (18)$$

Número de Nusselt

$$Nu = 0.36 Re^{0.55} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot k_2}{D_e} \quad (20)$$

Las áreas de transferencia de calor total para ambos fluidos son

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L_t \cdot N_t \quad (21)$$

$$A_o = \pi \cdot d_o \cdot L_t \cdot N_t \quad (22)$$

El coeficiente de transferencia de calor

$$U = \frac{\frac{1}{A_o}}{\frac{1}{h_1 \cdot A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L_t} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_2 \cdot A_o}} \quad (23)$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del generador

El generador fue diseñado para poder transferir 700 W de calor de un circuito de agua caliente al circuito de solución de bromuro de litio para aumentar su concentración, usando condiciones de operación del LiBr (Romero Dominguez, 2001).

DATOS PROPORCIONADOS GENERADOR					
LADO TUBO (AGUA)			LADO CORAZA (MEZCLA CUATERNARIA)		
T1o	86.31	°C	T2o	80.98	°C
T1i	87.46	°C	T2i	80.58	°C
Tprom1	86.885	°C	Tprom2	80.78	°C
$\rho_1$	975.1	kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	1630.1	kg/m <sup>3</sup>
Cp1	4193	J/kg*K	Cp2	1924	J/kg*K
k1	0.0007	W/m*K	k2	4.95E-01	W/m*K
$\mu_1$	4.00E-04	N*s/M <sup>2</sup>	$\mu_2$	3.04E-03	N*s/m <sup>2</sup>
Pr1	1.25		Pr2	1.25E+00	
fouling f1	2.00E-04	m <sup>2</sup> K/W	fouling f2	2.00E-04	m <sup>2</sup> K/W
m1	0.03339	kg/s	m2	0.01513	kg/s

*Condiciones de operación del generador*

Se muestra las condiciones de operación del equipo, donde la capacidad calorífica es una ecuación polinómica en función de la temperatura y composición (Salavera, 2005):

Nt	41.27531948				
Ac1	0.002819289	m <sup>2</sup>	Ac2	0.000774192	m <sup>2</sup>
v1	0.012145842	m/s	v2	0.011988681	m/s
Re	390.4909255		De	12.39323291	mm
f(Re)	0.040974064		Re2	79.67118498	
#Nu1	4.102364318		#Nu2	4.308454795	
h1	0.217739955	W/m <sup>2</sup> *K	h2	172.0846481	W/m <sup>2</sup> *K
Ai	1.026092987	m <sup>2</sup>	f(Re) <sup>2</sup>	0.20082543	
Ao	1.333920883	m <sup>2</sup>			
U	0.167157244	W/m <sup>2</sup> K			

Teniendo como resultado que efectivamente el diseño de los equipos absorbedor y generador pueden trabajar con la mezcla cuaternaria.

## Anexos

---



UNIVERSIDAD OLMECA  
*Raíz de sabiduría*

La Universidad Olmeca A. C. otorga la presente

# Constancia

**A: MANUELA CELESTE SALGADO PINEDA**

Por su asistencia al  
1er Encuentro Internacional sobre Energías Renovables y Sustentabilidad,  
llevado a cabo del 25 al 27 de abril de 2018.

---

Ing. Naur Ávila Estrada  
*Director Académico de Ingenierías y Tecnologías*





La Universidad Autónoma del Estado de Morelos  
a través del  
Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas

Otorga el presente reconocimiento a:

*Manuela Celeste Salgado Pineda, T. Torres-Díaz, D. Juárez-Romero,  
A. Huicochea-Rodríguez*

Por presentar el trabajo titulado "Improvements for absorption cycle of an experimental absorption heat transformer for water purification using LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl" en la Sesión de Carteles

De la

**Semana de la Sustentabilidad Energética CIICAp – UAEM 2018**

Llevado a cabo del 11 al 15 de Junio del presente en el auditorio Dr. Javier Sánchez Mondragón del CIICAp

  
Dr. Antonio Rodríguez Martínez  
Responsable Técnico de la Red SUMAS

Cuernavaca, Morelos a 28 de Junio de 2018



La Universidad Autónoma del Estado de Morelos  
a través del  
Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas

Otorga el presente reconocimiento a:

*Manuela Celeste Salgado Pineda*

Por su participación

En la

**Semana de la Sustentabilidad CIICAp – UAEM 2018**

Llevado a cabo del 11 al 15 de Junio del presente en el auditorio Dr. Javier Sánchez Mondragón del CIICAp

  
Dr. Antonio Rodríguez Martínez  
Responsable Técnico de la Red SUMAS

Cuernavaca, Morelos a 28 de Junio de 2018





El Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México otorga el presente reconocimiento a:

**Manuela Celeste Salgado Pineda y David Juarez Romero**

por la presentación en modalidad poster del trabajo titulado:

**Mejoras en el circuito de absorción para incrementar la eficiencia de purificación de agua en un transformador térmico**

en el Congreso Nacional de Estudiantes de Energías Renovables (CNEER) 2018 celebrado los días 11, 12 y 13 de septiembre de 2018 en el IER-UNAM, ubicado en Temixco, Morelos.

**Dr. Jesús Antonio del Río**  
Director del Instituto de Energías Renovables

**M.I. Martha Viridiana Morales Gallardo**  
Coordinadora General CNEER 2018



El Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México otorga el presente reconocimiento a:

**Salgado Pineda Manuela Celeste**

por su asistencia

al Congreso Nacional de Estudiantes de Energías Renovables (CNEER) 2018 celebrado los días 11, 12 y 13 de septiembre de 2018 en el IER-UNAM, ubicado en Temixco Morelos

**Dr. Jesús Antonio del Río**  
Director del Instituto de Energías Renovables

**M.I. Martha Viridiana Morales Gallardo**  
Coordinadora General CNEER 2018