



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS**

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

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS  
APLICADAS**

**“DISEÑO Y ENSAMBLAJE DE UN SISTEMA DE  
ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO  
UTILIZANDO AGUA-CLORURO DE CALCIO”**

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

**PRESENTA: ING. MODESTO AVILÉS FLORES**

**DIRECTOR DE TESIS: Dr. JESÚS CEREZO ROMÁN**

**SINODALES:**

**Dr. ROSENBERG J. ROMERO DOMÍNGUEZ**

**Dr. JONATHAN IBARRA BAHENA**

**Dr. ANTONIO RODRÍGUEZ MARTÍNEZ**

**Dr. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN**

**CUERNAVACA, MORELOS**

**ABRIL 2019**

# APROBACIÓN DE VOTOS.



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS



Instituto de  
Investigación en  
Ciencias  
Básicas y  
Aplicadas

## INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

Jefatura de Posgrado en Sustentabilidad Energética



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

Cuernavaca, Morelos, a 08 de febrero 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 "DISEÑO Y ENSAMBLAJE DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO UTILIZANDO AGUA-CLORURO DE CALCIO" que presenta el alumno **MODESTO AVILÉS FLORES**, para obtener el título de **MAESTRÍA EN SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ	Aprobado	
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN	Aprobado	
DR. ANTONIO RODRÍGUEZ MARTÍNEZ	Aprobado	
DR. JONATHAN IBARRA BAHENA	Aprobado	
DR. JESÚS CEREZO ROMÁN	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.**

DSJ\*MLGE/nmc.

Av. Universidad 1001 Col. Chamilpa, Cuernavaca Morelos, México, 62209.  
Tel. (777) 329 70 00, Ext. 6212 / correo: merle.garcia@uaem.mx

**UA  
EM**

Una universidad de excelencia

RECTORÍA  
2017-2021

## RESUMEN.

El frigorífico nació ante la necesidad humana de preservar los alimentos, las civilizaciones antiguas utilizaban la refrigeración en forma natural, siglos atrás era conocido que las bajas temperaturas tienen la capacidad de proteger los alimentos manteniéndolos alejados de las bacterias y de otros factores que puedan dañarlos; por ello los antepasados buscaron siempre distintas maneras de utilizar el frío como medio de conservación.

Con el paso del tiempo, se han desarrollado infinidad de experimentos que han llevado al desarrollo de sistemas de enfriamiento. Desde el físico escocés Williams Cullen que en 1755 realizó un experimento con diétil éter como líquido refrigerante y una máquina de vacío donde mantenía una presión reducida; y consiguió obtener una pequeña cantidad de hielo de forma mecánica, hasta el año de 1853 cuando el profesor americano Alexander C. Twining inventó y patentó una de las primeras máquinas de refrigeración por compresión de vapor.

Los sistemas de compresión de vapor pronto se hicieron populares por su eficiencia termodinámica, a pesar de que utilizaban refrigerantes como el éter, metil-éter, amoníaco, los cuales son nocivos para el medio ambiente ya que al ser emitidos al medio ambiente se comportan como gases de efecto invernadero contribuyendo al calentamiento global. Además de que consumen energía eléctrica para su operación.

A la fecha, innumerables trabajos de investigación se han llevado a cabo para ofrecer nuevas alternativas en los sistemas de enfriamiento, uno de ellos son los sistemas de enfriamiento por absorción los cuales utilizan fuentes renovables de energía, como la energía solar, biomasa o geotérmica; incluso la energía residual, ya que requieren de energía térmica de bajo grado para su operación. Además de que utilizan refrigerantes respetuosos con el medio ambiente y no contribuyen al calentamiento global.

El presente proyecto de investigación muestra el diseño y construcción de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto utilizando la mezcla agua-cloruro de calcio, enfriado por aire por convección natural, para llevar a cabo el proyecto primeramente se realizó la simulación del sistema por medio del software informático EES que permitió determinar los valores de propiedades termodinámicas, así como el coeficiente de operación. Así mismo se utilizó el software SolidWorks para llevar a cabo el diseño, y por medio de correlaciones y formulaciones se realizó el dimensionamiento del sistema.

Del análisis realizado con la mezcla de trabajo agua-cloruro de calcio, se pudo comprobar que la hipótesis inicial no fue acertada, ya que se obtuvo un COP de 0.62 menor al esperado de 0.70; la mezcla de trabajo presenta problemas de cristalización en el absorbedor a temperaturas mayores de 85 °C. Además de que los intercambiadores de calor de tubos aletados presentan mayor eficiencia en la transferencia de calor que los tubos lisos, para el caso particular para el evaporador se obtuvo una tasa de transferencia 8 veces mayor, mientras que para el condensador y absorbedor la tasa de transferencia 6.9 veces mayor.

## **ABSTRACT.**

The Refrigerator was born to the human need to preserve food, ancient civilizations used refrigeration naturally, centuries ago it was known that low temperatures have the ability to protect food by keeping them away from bacteria and other factors that may damage them; therefore, the ancestors always sought different ways of using the cold as a means of conservation.

With the passage of time, countless experiments have been developed that have led to the development of cooling systems. From the Scottish physicist Williams Cullen who in 1755 conducted an experiment with diethyl ether as coolant and a vacuum machine where it maintained a reduced pressure; And he managed to get a small amount of ice mechanically, until the year 1853 when American professor Alexander C. Twining invented and patented one of the first steam compression refrigeration machines.

Steam compression systems soon became popular for their thermodynamic efficiency, despite the fact that they used refrigerants such as ether, methyl ether, ammonia, which are harmful to the environment because when emitted to the environment they behave like greenhouse gases contributing to global warming. Plus, they consume electric power for their operation.

To date, countless research work has been carried out to offer new alternatives in cooling systems, one of which is absorption cooling systems which use renewable energy sources, such as solar energy, biomass or geothermal; Even the residual energy as they require low-grade thermal energy for their operation. They also use environmentally friendly refrigerants and do not contribute to global warming.

This research project shows the design and construction of a simple effect absorption cooling system using the water-calcium chloride mixture, air cooled by natural convection, to carry out the project first He carried out the simulation of the system using the software EES that allowed to determine the values of thermodynamic properties, as well as the coefficient of

operation. Also, the SolidWorks software was used to carry out the design, and by means of correlations and formulations the dimensioning of the system was carried out.

From the analysis carried out with the work mixture water-calcium chloride, it could be verified that the initial hypothesis was not successful, since a COP of 0.62 was obtained less than expected of 0.70; The working mix presents crystallization problems in the absorber at temperatures greater than 85 ° C. In Addition to the heat exchangers of finned tubes present greater efficiency in the transfer of heat than the smooth tubes, for the case for the evaporator a transfer rate was obtained 8 times higher, while for the condenser and Absorber transfer rate 6.9 times higher.

## **AGRADECIMIENTOS:**

Primeramente, a Dios, por darme vida, salud y la oportunidad de lograr uno de los principales objetivos en mi vida.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico brindado durante el periodo de estudio.

Al Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) que me ha permitido desarrollarme intelectual, social y emocionalmente.

A mi asesor Dr. Jesús Cerezo Román por la confianza, apoyo y conocimientos compartidos.

A los integrantes de mi Comité tutorial Dr. Rosenberg J. Romero, Dr. Jesús Cerezo Román, Dr. Antonio Rodríguez, Dr. Jonathan Ibarra, Dr. Juan Carlos García Castrejón, por sus apreciables comentarios en el proceso de mi formación.

A todos los profesores que me compartieron sus conocimientos en las cátedras impartidas, y a aquellos que me aportaron ideas y comentarios sobre mi proyecto.

**A todos, ¡¡¡mil gracias!!!**

## **DEDICATORIAS:**

A mi familia:

Esposa e hijos, Mónica, Andrea y Eduardo por ser el motor de mi vida, por creer en mí, por su incondicional apoyo en la realización de este proyecto, por tenerme paciencia y tolerancia. Los amo.

A mis familiares, amigos y compañeros:

Por su amistad sincera, porque de alguna u otra manera ha sido parte fundamental de este proyecto, por compartir momentos inolvidables en esta experiencia que fue una de las más especiales. Fabián, Sergio, Dulcecita, Alfredo, Germán, Dra. Yuridiana y muchos amigos más. Espero en el futuro seguir contando con su valiosa amistad.



## ÍNDICE.

Resumen.....	II
Abstract.....	IV
Agradecimientos.....	VI
Dedicatorias.....	VII
Índice.....	VIII
Apéndices.....	XI
Índice de Figuras.....	XII
Índice de tablas.....	XIII
Nomenclatura.....	XIV

### CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN.

1.1 Introducción y problemática.....	1
1.2 Revisión bibliográfica.....	3
1.3 Usos de los sistemas de enfriamiento.....	7
1.4 Panorama de la energía eléctrica en México.....	8
1.5 Justificación.....	11
1.6 Hipótesis.....	12
1.7 Objetivos.....	12

### CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO.

2.1 La máquina térmica.....	13
2.1.2 Máquinas frigoríficas y bombas de calor.....	14
2.1.3 Ciclo de Carnot.....	15
2.1.4 Ciclo inverso de Carnot.....	17

2.1.5 Ciclo por compresión de vapor.....	19
2.2 Equipo de absorción.....	21
2.3 Análisis de sistemas de compresión de vapor y absorción... ..	22
2.4 Elementos que conforman un sistema de absorción.....	23
2.4.1 Evaporador.....	23
2.4.2 Condensador.....	24
2.4.3 Generador.....	24
2.4.4 Absorbedor.....	24
2.4.5 Bomba mecánica.....	25
2.4.6 Válvula de expansión.....	25
2.4.7 Válvula reguladora.....	25
2.5 Clasificación de los sistemas de absorción.....	25
2.5.1 Sistema de simple efecto.....	26
2.5.2 Sistema de medio efecto.....	26
2.5.3 Sistema de doble efecto en serie.....	28
2.5.4 Sistema de doble efecto inverso.....	29
2.6 Fluidos de trabajo.....	30

### CAPÍTULO III. MODELADO MATEMÁTICO.

3.1 Descripción de un sistema de enfriamiento por absorción.....	32
3.1.1 Regla de las fases del sistema de enfriamiento.....	32
3.2 Funcionamiento del sistema de enfriamiento por absorción.....	32
3.3 Suposiciones iniciales.....	34
3.4 Ecuaciones básicas.....	36

3.5 Coeficiente de operación.....	37
3.6 Determinación de propiedades termodinámicas de la solución.....	37
3.6.1 Presión de vapor.....	37
3.6.2 Densidad.....	38
3.6.3 Capacidad calorífica.....	38
3.6.4 Entalpía.....	39
3.7 Resultados.....	40
3.8 Análisis paramétrico de las temperaturas.....	40

## CAPÍTULO IV. DISEÑO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN.

4.1 Determinación del coeficiente de transferencia de calor en la parte externa de los intercambiadores de calor.....	44
4.2 Evaporador.....	45
4.2.1 Tubos sin aletas.....	46
4.2.2 Tubos con aletas.....	47
4.2.3 Condensador y absorbedor.....	49
4.3 Determinación del coeficiente de transferencia de calor en la parte interna de los intercambiadores de calor.....	51
4.3.1 Condensador.....	51
4.3.2 Evaporador.....	56
4.3.3 Absorbedor.....	62
4.4 Cálculo del área total de transferencia de calor.....	67
4.4.1 Condensador.....	67
4.4.2 Evaporador.....	68

4.4.3 Absorbedor.....	69
4.5 Resultados.....	69
4.5.1 Convección natural parte externa.....	69

## CAPÍTULO V. CONSTRUCCIÓN.

5.1 Instrumentación.....	71
5.2 Imágenes de los instrumentos.....	71
5.2.1 Evaporador, absorbedor y condensador.....	71
5.2.2 Generador.....	73
5.2.3 Bomba .....	73
5.2.4 Válvula de aguja.....	74
5.2.5 Manómetro digital.....	75
5.2.6 Válvula reguladora.....	75
5.2.7 Medidor de flujo.....	76
5.2.8 Termopozo.....	76

## CAPÍTULO VI. CONCLUSIONES.

6.1 Conclusiones.....	78
6.2 Propuestas de mejora.....	79
Referencias.....	80

## APÉNDICES

Apéndice A.....	84
-----------------	----

## ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1.1 Población en México, millones de personas.....	9
Figura 1.2 Consumo de energía por sector 2016 en GWh.....	9
Figura 1.3 Generación de energía eléctrica 2016 en GWh.....	10
Figura 1.4 Porcentajes de participación de energía limpia.....	11
Figura 2.1. Diagrama de máquina térmica.....	13
Figura 2.2 Esquema simple de máquina frigorífica o bomba de calor.....	14
Figura 2.3 Diagrama T-S para un motor térmico de Carnot.....	16
Figura 2.4 Diagrama P-V para un gas ideal en un ciclo de Carnot.....	17
Figura 2.5 Esquema de un motor de Carnot inverso.....	18
Figura 2.6 Esquema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	20
Figura 2.7 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	20
Figura 2.8 Diagrama del ciclo de enfriamiento por absorción.....	22
Figura 2.9 Diagrama de sistema de absorción de simple efecto.....	26
Figura 2.10 Diagrama de absorción de medio efecto.....	27
Figura 2.11 Diagrama de absorción de doble efecto en serie.....	28
Figura 2.12 Diagrama de absorción de doble efecto inverso.....	29
Figura 3.1 Configuración del sistema de enfriamiento por absorción.....	34
Figura 3.2 Relación entre T generador y COP.....	41
Figura 3.3 Relación entre T condensador y COP.....	42
Figura 3.4 Relación entre T absorbedor y COP.....	42
Figura 3.5 Gráfica de cristalización.....	43
Figura 5.1 Sistema de enfriamiento en SolidWorks.....	71

Figura 5.2 Esquema de tubo aletado.....	72
Figura 5.3 Dimensiones de tubo aletado.....	72
Figura 5.4 Tubo aletado de acero inoxidable.....	73
Figura 5.5 Generador con resistencia eléctrica variable.....	73
Figura 5.6 Bomba mecánica.....	74
Figura 5.7 Válvula de aguja.....	74
Figura 5.8 Manómetro digital.....	75
Figura 5.9 Válvula reguladora.....	75
Figura 5.10 Medidor de flujo.....	76
Figura 5.11 Termopozo.....	77
Figura 5.12 Imagen real del sistema de absorción.....	77

## ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 3.1 Valores de propiedades termo-físicas.....	40
Tabla 3.2 Valores de cargas térmicas del proceso y del COP.....	40
Tabla 4.1 Valores de propiedades de la solución en el absorbedor.....	64
Tabla 4.2 Valores de propiedades termodinámicas .....	70
Tabla 4.3 Área total de transferencia de calor.....	70
Tabla A.1 Parámetros para determinar la presión de vapor.....	84
Tabla A.1.2 Parámetros para determinar la densidad.....	85
Tabla A.1.3 Parámetros para determinar la capacidad específica.....	85
Tabla A.1.4 Parámetros para determinar la entalpía de disolución.....	86

## Nomenclatura.

$A$	Área total de transferencia de calor ( $m^2$ )
$CG$	Condensador-Generador
$COP$	Coeficiente de operación
$C_p$	Calor específico a presión constante ( $J/kgK$ )
$D_i$	Diámetro interno del tubo (m)
$D_o$	Diámetro externo del tubo (m)
$D_1$	Diámetro del tubo (m)
$D_2$	Diámetro de la aleta (m)
$D_h$	Diámetro hidráulico (m)
$F$	Factor numérico de Reynolds
$h$	Coeficiente de transferencia de calor ( $W/mK$ )
$HE$	Intercambiador de calor
$g$	Constante de gravedad ( $m/s^2$ )
$G$	Flujo de masa ( $kg/ms$ )
$h_{lg}$	Calor latente de vaporización ( $J/kg$ )
$k$	Conductividad térmica ( $W/mK$ )
$\dot{m}$	Flujo másico ( $kg/s$ )
$N_u$	Número de Nusselt
$P$	Presión (kPa)
$Q$	Calor (W)
$Q_H$	Calor alto (W)
$Q_L$	Calor bajo (W)
$Pr$	Numero de prandtl
$Re$	Número de Reynolds, número de Reynolds de dos fases efectivo
$S$	Factor de supresión
$T$	Temperatura ( $^{\circ}C$ )
$v$	Volumen específico ( $m^2/kg$ )
$X$	Calidad del vapor
$X_{tt}$	Parámetro de Lockhart – Martinelli
$W$	Trabajo (kW)

## Símbolos griegos

$\varepsilon$	Efectividad de transferencia de calor
$\eta$	Eficiencia
$\eta_t$	Eficiencia térmica
$\Delta$	Incremento
$\mu$	Viscosidad dinámica (Pa/s)
$\rho$	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
$\xi$	Fracción másica del soluto
$\sigma$	Tensión superficial (N/m)

## Subíndices

<i>A</i>	absorbedor
<i>C</i>	condensador
<i>E</i>	evaporador
<i>ent</i>	entrada
<i>G</i>	generador
<i>g</i>	vapor saturado
<i>H</i>	Alto
<i>L</i>	bajo
<i>l</i>	líquido saturado
<i>nb</i>	hirviendo nucleado
<i>prom</i>	promedio
<i>sol</i>	solución
<i>sat</i>	saturado
<i>sp</i>	fase única
<i>sum</i>	suministro
<i>tp</i>	dos fases
<i>w</i>	pared



# CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.

## 1.1 Introducción y problemática.

El constante crecimiento de la población y crecimiento económico del país está generando un aumento en el consumo de energía eléctrica; para su producción, se utilizan recursos primarios no renovables que ocasionan graves problemas ambientales a nivel mundial. Esto ha llevado a los investigadores a desarrollar nuevas formas de generación de energía a través de fuentes renovables de energía, para garantizar el abasto de la demanda energética en los sectores residencial, comercial, industrial y de transporte.

En las últimas décadas, se ha incrementado el interés de la comunidad científica en atender y mitigar los factores que ocasionan el cambio climático, orientando sus investigaciones en la optimización de procesos, así como mejorar la eficiencia de los equipos utilizados en la industria y el transporte, esto con la finalidad de reducir el consumo de energía eléctrica, así como las emisiones de CO<sub>2</sub>, para un ambiente sano y una ecología equilibrada [1].

Los sistemas de enfriamiento son de vital importancia en las actividades diarias de las personas, pueden definirse como: sistemas que extraen calor de un cuerpo o espacio cerrado y lo mantienen a una temperatura más baja que sus alrededores. Actualmente, los sistemas de enfriamiento más utilizados son los de compresión de vapor; que han tenido una expansión como resultado de la industrialización y la globalización [2]. Estos sistemas consumen un 15% de la generación de electricidad a nivel global, además de que utilizan refrigerantes que son nocivos para el medio ambiente [3]; por décadas han utilizado refrigerantes sintéticos como los clorofluorocarbonos (CFC) o más conocidos como freones, además de hidro-clorofluorocarbonos (HCFC) e hidro-fluorocarbonos (HFC), los cuales ocasionan terribles consecuencias al planeta, ya que al ser emitidos al ambiente se comportan como gases de efecto invernadero y contribuyen al calentamiento global y al daño de la capa de ozono [4]. Si no se toman

acciones a corto plazo para reducir las emisiones de estos gases refrigerantes, su emisión podría incrementarse hasta veinte veces en las próximas tres décadas [5].

Considerando la problemática anterior, se deben de estudiar nuevas formas de enfriamiento utilizando fuentes renovables de energía, por lo que los investigadores en las últimas décadas han estado trabajando con sistemas de enfriamiento por absorción que son una alternativa viable, ya que se activan con energía térmica de bajo grado y son capaces de producir frío o calor aprovechando fuentes de energía poco costosas como la energía residual, solar, biomasa o geotérmica [6,7], Estos sistemas proporcionan un enfriamiento confiable y silencioso (en comparación de los sistemas de compresión) [8], utilizan refrigerantes respetuosos con el medio ambiente, además ayudan a disminuir la demanda del suministro de energía eléctrica, reduciendo las emisiones contaminantes de CO<sub>2</sub> al medio ambiente, y contribuyen a la disminución de gases de efecto invernadero. Parecen ser la tecnología más prometedora capaz de reemplazar a la refrigeración convencional de compresión de vapor.

En el presente trabajo de tesis se realizó el diseño y ensamble de un equipo de enfriamiento por absorción utilizando como mezcla de trabajo H<sub>2</sub>O-CaCl<sub>2</sub>, la cual se desarrolló en cuatro etapas:

La primera etapa consistió en realizar la simulación del sistema con la ayuda del software informático EES para determinar los valores de las propiedades termo-físicas y el Coeficiente de Operación (COP).

La segunda etapa consistió en presentar un método para el diseño de los equipos, donde se determinaron sus potencias a través de propiedades termo-físicas, la metodología fue desarrollada utilizando correlaciones para el enfriamiento con aire por convección natural en la parte externa de los equipos, dichas correlaciones permiten determinar los valores de potencia en intercambiadores con y sin aletas. Para ello primeramente se determinaron los valores como el número de Rayleigh y Nusselt para placas verticales isotérmicas. Así mismo para la convección forzada, se utilizaron

correlaciones para determinar los valores de los coeficientes de transferencia de calor en la parte interna del condensador, evaporador y absorbedor.

La tercera etapa consistió en el diseño y dimensionamiento del sistema por medio del software informático SolidWorks.

La cuarta etapa consistió en ensamblar físicamente el sistema.

## **1.2 Revisión bibliográfica.**

En esta sección se mencionan algunos trabajos de investigación referentes a sistemas de absorción. Por no contar con suficiente información de sistemas que operen con la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$ , se presenta una revisión bibliográfica con la mayor aportación con sistemas que operan  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ ,  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiCl}$  y  $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$  que sirvan de referencia al sistema presentado.

En el año de 1996 R. M. Barragán et al., presentaron resultados experimentales del diseño y evaluación de un transformador de calor por absorción de una sola etapa [9], utilizando  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$ ; se presentaron correlaciones utilizadas para la determinación de las propiedades termo-físicas. El transformador experimental fue construido de vidrio, se encontró que la elevación de temperatura bruta (GTL) fue de  $19\text{ }^\circ\text{C}$  a una temperatura de absorción a  $84\text{ }^\circ\text{C}$ , el coeficiente de rendimiento entálpico máximo alcanzado fue de 0.45.

En el año 2010, Barragán et al., presentaron los resultados obtenidos en el programa informático FORTRAN en el que modelaron los sistemas  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiCl}$  en un transformador de calor de una sola etapa [10], y compararon los resultados con datos obtenidos anteriormente de transformadores de calor de doble absorción. Para el caso de  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$  se utilizaron tres diferentes conjuntos de datos de temperatura del

absorbente y del evaporador, para un rango de relación de flujo de recirculación y temperaturas del condensador, y se obtuvo un GTL de 17 °C, para este sistema el COP disminuye a medida que aumenta la relación de flujo de recirculación, mientras que para el H<sub>2</sub>O-LiCl los valores del GTL están en el rango de 33-43 °C, para las temperaturas consideradas del absorbedor y evaporador. Se concluyó que para el caso de un transformador de calor de una sola etapa el sistema H<sub>2</sub>O-LiCl presenta mayor rendimiento que el sistema H<sub>2</sub>O-CaCl<sub>2</sub>. Los transformadores de calor de doble absorción proporcionan valores de COP más bajos y elevación de temperaturas más altas que los de una sola etapa.

En 2012 R. Lizarte et al., desarrollaron un innovador prototipo de enfriador de absorción de simple efecto, utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr de 4.5 kW activado por energía solar para uso residencial [11]. El objetivo era climatizar una sala de 40 m<sup>2</sup> en Madrid, España, utilizaron colectores solares de placa plana, un intercambiador de calor de placa externo de 25 kW y un tanque de almacenamiento de 1.5 m<sup>3</sup>. Las mediciones se realizaron un día en que la temperatura del bulbo seco al aire libre varió de 30 °C a 37.7 °C. La temperatura de agua fría más baja alcanzada fue de 14.3 °C, los valores medios del coeficiente de operación (COP) de enfriamiento y del coeficiente de rendimiento estacional (SCOP) de calefacción fueron 0.53 y 0.06 respectivamente, a pesar de las altas temperaturas (109 °C) no se observó cristalización.

Jian Sun et al., presentaron en 2012 un estudio de fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de absorción, se consideran las bombas de calor, los enfriadores y los transformadores de absorción [12]. Los investigadores clasifican a los fluidos de trabajo en cinco series que son: Serie de refrigerante utilizando NH<sub>3</sub>, este tipo de refrigerante es altamente estable para un amplio rango de temperatura y presión de operación, esto debido a su alto calor latente de vaporización con un punto de congelación de -77 °C. Serie refrigerante utilizando H<sub>2</sub>O, tiene alto calor latente de evaporación,

en comparación con el  $\text{NH}_3$  muestra mayor eficiencia. Serie de refrigerante con alcohol, sus principales ventajas son: alta estabilidad térmica, alta temperatura de salida y un satisfactorio diagrama de presión-temperatura-concentración. Sin embargo, la mayoría de ellos tienen la misma toxicidad que el  $\text{NH}_3$ . Serie de refrigerantes que utilizan hidrocarburos halogenados, estos refrigerantes son derivados químicos del petróleo, generalmente tóxicos, incoloros e inodoros, tienen acción corrosiva sobre los metales. El agua fue elegida el refrigerante en la mayoría de los nuevos fluidos de trabajo estudiados hasta el momento debido a su alto calor latente, respetuosa con el medio ambiente y bajo costo. Los nuevos fluidos de trabajo se han desarrollado en ciclos especiales de absorción, por ejemplo, impulsados por energía solar, calor subterráneo y calor residual en las industrias.

El Dr. Manuel R. Conde Petit en el año de 2014, presentó un trabajo sobre formulaciones para el uso en el diseño de equipos de aire acondicionado usando soluciones acuosas de cloruro de litio y cloruro de calcio, respectivamente [13]; el informe describe el desarrollo de modelos de cálculo para las propiedades termofísicas de las soluciones acuosas, adecuados para su uso como desecantes en equipos de aire acondicionado basados en sorción con datos medidos desde 1850 en adelante. Las formulaciones consideradas permiten determinar los valores de las siguientes propiedades: Límite de solubilidad, presión de vapor, densidad, tensión superficial, viscosidad dinámica, conductividad térmica, capacidad térmica específica, entalpía de disolución diferencial y coeficiente de difusión del agua en soluciones acuosas; además de incluir gráficas de comportamiento de cada una de las propiedades. Las ecuaciones propuestas representaron una contribución muy significativa al proceso de diseño computacional de sistemas de aire acondicionado de absorción y desecante líquido.

Las formulaciones descritas en este artículo fueron las consideradas para llevar a cabo la simulación del trabajo de tesis presentado.

En el año 2015 Omar Ketti, et al., presentaron los resultados obtenidos en el modelado y simulación de un sistema de refrigeración por absorción solar de simple efecto utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr [14], la simulación se llevó a cabo con el software Matlab, en este proyecto se utilizó una máquina de absorción Yazaki de 70 kW, alimentada por dos tipos de colectores solares: colectores solares de placas planas de alto rendimiento y colectores de tubo solar evacuado. Los resultados mostraron cómo influyen los parámetros del sistema en el coeficiente de operación; el COP del ciclo aumenta, con el aumento de las temperaturas del generador y del evaporador, mientras que disminuye con el aumento de las temperaturas del condensador y del absorbedor. El COP del sistema alcanzó un valor máximo de 0.77 con una temperatura del generador de  $T_G = 92 \text{ }^\circ\text{C}$ .

R. Best y W. Rivera presentaron en 2015 una revisión bibliográfica sobre el rendimiento y el desarrollo de los sistemas de enfriamiento, el estudio incluye estudios teóricos y experimentales de sistemas de absorción, adsorción, desecantes que utilizan sólidos y líquidos, eyector de compresión y sistemas híbridos [15]. La revisión efectuada mostró que los sistemas de absorción H<sub>2</sub>O-LiBr de simple y doble efecto son los más prometedores, aunque los sistemas enfriados por aire desarrollaron un COP más bajo. Los sistemas adsorbentes son los que se han investigado más, en ellos se han identificado desventajas y se han realizado mejoras, la eficiencia de los sistemas de adsorción aún siguen siendo bajas en comparación con los sistemas de absorción. Los sistemas desecantes se han adaptado al enfriamiento solar mediante la regeneración de la rueda desecante, los materiales compuestos en la rueda desecante también son una propuesta interesante para eliminar la humedad. Los eyectores son menos eficientes que otros sistemas térmicos, requieren de cierto nivel de condiciones estrictas de operación para ser efectivos, requieren de un sistema de respaldo. Los sistemas híbridos consisten en la combinación de dos tecnologías, los sistemas híbridos de desecante y absorción muestran

resultados de ahorro de energía, ambas posibilidades deberán ser confiables y rentables.

Khaled Bataineh y Yazan Taamneh en 2016 presentaron una revisión bibliográfica sobre el desarrollo reciente de las tecnologías de sistemas de enfriamiento por absorción solar [16], el objetivo es elevar el bajo rendimiento y disminuir el alto costo de los equipos que conforman estos sistemas. El trabajo muestra un comparativo de los sistemas de absorción y adsorción, en cuestión de equipamiento, operación, aplicaciones, costos de operación, rendimientos y países que utilizan estas tecnologías. El informe muestra que el alto costo inicial y el bajo rendimiento de los sistemas de enfriamiento por absorción solar, son los principales motivos por lo que esta tecnología no tiene un crecimiento comercial acelerado, aun así, la investigación sigue activa para reducir los inconvenientes técnicos y económicos de las tecnologías de absorción solar. Además, reportan que el sistema de refrigeración por absorción solar es más dominante por obtener un COP mayor (ente 0.5 y 0.8) que los sistemas de adsorción. Los principales países que utilizan estas tecnologías se encuentran en Europa y Asia.

### **1.3 Usos de los sistemas de enfriamiento.**

El enfriamiento es un proceso que consiste reducir la temperatura de un cuerpo o espacio determinado y mantener esa temperatura en niveles más bajos a la temperatura ambiente, implica la transferencia de calor entre los cuerpos o espacios de mayor a menor temperatura; sus principales aplicaciones y usos son:

- Refrigeración residencial. Aplica en refrigeradores y congeladores domésticos se usa para la conservación de los alimentos, medicamentos y enfriamiento de bebidas.
- Refrigeración comercial. Aplica en refrigeradores comerciales en establecimientos comerciales, restaurantes y hoteles, se utilizan

para la conservación de productos perecederos en cantidades medianas y enfriamiento de bebidas.

- Refrigeración industrial. Aplica para plantas de congelación, empacadoras, plantas industriales, algunos de sus usos son para fabricar hielo, plantas químicas, cervecerías, plantas de hule, lecherías etc.
- Refrigeración para aire acondicionado. Aplica en casas, oficinas, edificios, el uso es para mantener un confort térmico a baja temperatura para que las personas puedan realizar las actividades diarias cómodamente.
- Refrigeración en el transporte. Aplica en el transporte terrestre como son: automóviles, camiones y vagones; en el transporte marítimo en embarcaciones, su uso principal es la de conservación de alimentos en el traslado de productos perecederos en cámaras frigoríficas.

#### **1.4 Panorama de la energía eléctrica en México.**

La energía eléctrica es un insumo primario indispensable, que permite llevar a cabo actividades productivas en materia de transformación y prestación de servicios en el país, promueve la competitividad, además de generar más y mejores productos en el mercado, lo que impulsa el desarrollo económico y social del país.

La industria eléctrica, es uno de los subsectores de los países que están relacionados directamente con el producto interno bruto (PIB), ya que tiene un fuerte impacto en la competitividad del país. El suministro de la energía debe crecer al mismo ritmo de la demanda, cuando la industria eléctrica crece impulsa a los sectores productivos del país para satisfacer las necesidades de un mayor número de personas. Un mayor crecimiento de la industria eléctrica respecto al PIB, quiere decir que hay una expansión económica, caso contrario implica que hay recesión económica en el país [17].



En los últimos años el crecimiento poblacional se ha incrementado, así como la industrialización y la urbanización en el país (como se muestra en la Figura 1.1).



Figura 1.1 Población en México, millones de personas [18].

Lo que está ocasionando un mayor consumo de energía eléctrica, la cual se utiliza en el sector industrial, residencial, comercial, agrícola y de servicios (ver Figura 1.2).

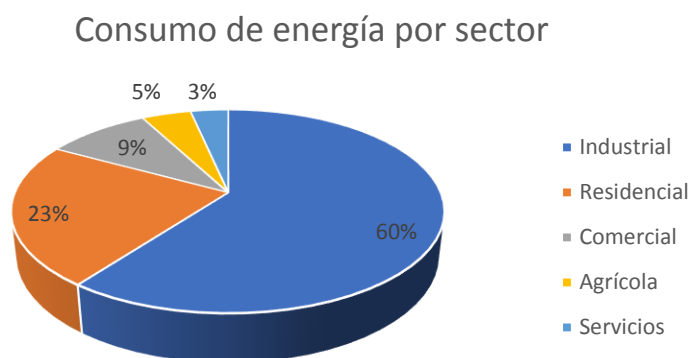


Figura 1.2 Consumo de energía por sector 2016 en GWh, [17].

El incremento en el consumo de energía ocasiona que se tengan que utilizar combustibles primarios, así como hacer uso de fuentes renovables para generar la electricidad que satisfaga las necesidades de la población (como se muestra en la Figura 1.3).

Generación de energía eléctrica.

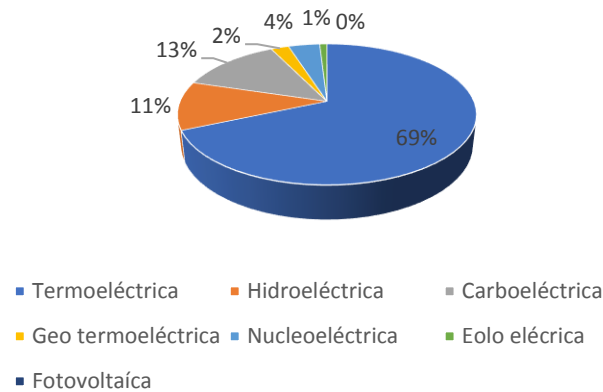


Figura 1.3 Generación de energía eléctrica 2016 en GWh, [17].

La comparación entre demanda de energía eléctrica y el PIB proporciona información sobre el consumo eléctrico necesario para alcanzar un nivel de actividad económica. Esta relación se utiliza como una variable informativa para la toma de decisiones en empresas y gobiernos sobre estrategias y decisiones futuras.

México a lo largo de su historia, había basado su economía en la extracción y explotación de sus recursos fósiles, principalmente el petróleo. En la actualidad las nuevas formas de generación de electricidad (energías renovables) están teniendo mayor auge gracias a la reforma energética aprobada por el gobierno mexicano en el año de 2013.

La reforma energética lo que busca es garantizar el abasto de energía en el país, proteger al consumidor y proteger al medio ambiente, en un nuevo esquema el cual le quita el monopolio a PEMEX (Petróleos mexicanos) quien tenía el control absoluto en el sector petrolero y gasífero; abriendo la inversión extranjera para que PEMEX sea un competidor más; con nuevos

inversionistas y nuevas tecnologías se busca garantizar el abasto energético, tener precios competitivos y contribuir a la reducción del calentamiento global.

En México, en los últimos años la generación de energía eléctrica por medio de fuentes renovables como la eólica y la solar está teniendo importantes avances, ya que se comprometió a generar el 25 % de la producción de energía limpias al 2018, el 30 % para 2021 y el 35% para 2024 [19], como se muestra en la Figura (1.4).

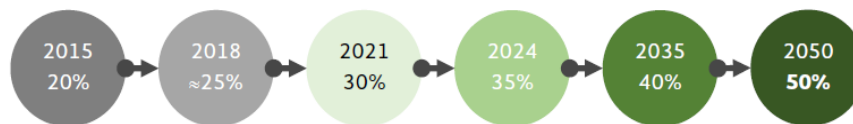


Figura 1.4 Porcentajes de participación de energía limpia. [19]

## 1.5 Justificación.

En la actualidad, temas como la contaminación ambiental y el calentamiento global son de vital importancia. A nivel mundial más países están tomando acciones a mediano y largo plazo para reducir sus emisiones contaminantes y ayudar a mitigar el calentamiento global.

Los sistemas de aire acondicionado consumen en promedio el 15% de la energía eléctrica [2], la cual es generada en centrales que en su mayoría funcionan con el consumo de combustibles fósiles. El uso de los sistemas de enfriamiento por absorción son una alternativa viable, ya que por su forma de operación ayudan a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. Además, los sistemas por absorción pueden operar utilizando energía térmica residual de procesos industriales, así como energía solar térmica que es una fuente gratuita e inagotable.

## 1.6 Hipótesis.

Es posible incrementar el COP de un sistema de enfriamiento por absorción si se utiliza la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$  a las mismas condiciones de operación que los sistemas de enfriamiento por absorción que utilizan la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$  los cuales obtienen un COP de 0.70.

## 1.7 Objetivos.

Objetivo general.

- Diseñar y construir un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto que utiliza la mezcla agua-cloruro de calcio, donde el condensador y absorbedor sean enfriados con aire por convección natural.

Objetivos específicos.

- Realizar una revisión bibliográfica de sistemas de absorción con diferentes mezclas de trabajo.
- Desarrollar un modelado matemático del sistema de absorción para determinar las propiedades termodinámicas de operación.
- Realizar la simulación del sistema mediante el software EES para determinar y comparar el COP con los sistemas de absorción que utilizan la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ .
- Diseñar y dimensionar del sistema de absorción mediante el software SolidWorks.
- Ensamblar el sistema de absorción, así como integrar sus equipos auxiliares.

## CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.

Los procesos termodinámicos están fundamentados en la primera y segunda Ley de la Termodinámica, la primera Ley se refiere a la conservación de la energía; mientras que la segunda Ley se refiere a la dirección en que se dirige la energía, así como a las irreversibilidades que existen en todo proceso termodinámico debido al rozamiento y a la pérdida de calor en la superficie de los componentes. Se describe la operación de la máquina térmica, máquina frigorífica, bombas de calor, ciclo de Carnot y el ciclo inverso de Carnot.

### 2.1.1 La máquina térmica.

Es un dispositivo que tiene la función de convertir calor en trabajo, es decir, la energía calorífica la convierte en energía mecánica como se muestra en la Figura (2.1); las máquinas térmicas operan de la siguiente manera:

- Reciben calor ( $Q_H$ ) de una fuente a alta temperatura ( $T_H$ ), esta fuente puede ser de energía solar, nuclear, etc.
- Del calor transferido a la máquina térmica, una parte es convertido en trabajo mecánico, normalmente es a través de una flecha conectada a una turbina.
- El calor restante ( $Q_L$ ) es desechado a una fuente a baja temperatura ( $T_L$ ) o sumidero, normalmente es a la atmósfera o a los ríos.
- Operan cíclicamente.

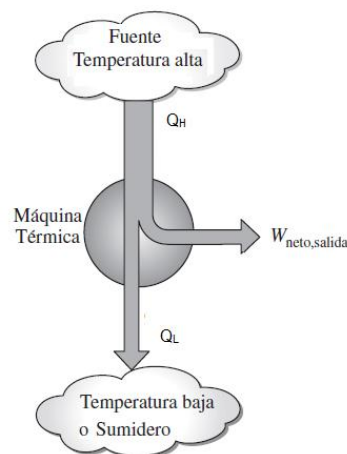


Figura 2.1. Diagrama editado de máquina térmica. [20]

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos utilizan un fluido con el cual realizan el intercambio de calor, este fluido se le conoce como fluido de trabajo. La eficiencia térmica está definida por:

$$\eta_t = \frac{W_{net,sal}}{Q_{sum}} \quad (2.1)$$

Donde  $W_{net,sal}$  es el trabajo neto de salida en Watts (W) y  $Q_{sum}$  es el calor de la fuente o suministrado en W.

### 2.1.2 Máquinas frigoríficas y bombas de calor.

Las máquinas frigoríficas y las bombas de calor son dos dispositivos cíclicos, en ambos sistemas: se transfiere una cantidad de calor  $Q_{sum}$  desde una fuente a baja temperatura ( $T_L$ ) al dispositivo cíclico, y se descarga una cantidad de calor  $Q_L$  a un sumidero a alta temperatura ( $T_H$ ); la transferencia neta de calor se efectúa debido al suministro neto de trabajo  $W_{net,ent}$  (como puede ser el compresor en una máquina frigorífica o un aire acondicionado). En estos sistemas se necesita un fluido de trabajo, este es el encargado de realizar las transferencias de calor que tienen lugar hacia y desde el fluido refrigerante en el proceso cíclico en el interior de los dispositivos. La Figura (2.2) muestra el esquema simple de la máquina frigorífica o de bomba de calor.

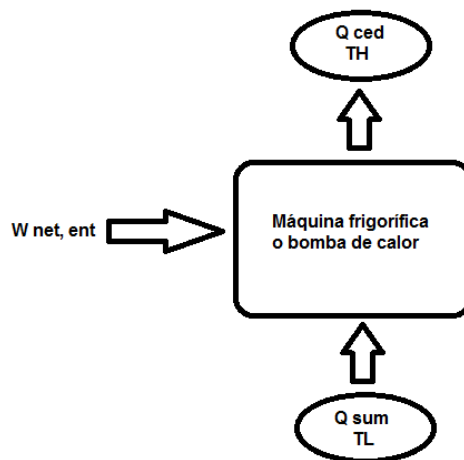


Figura 2.2 Esquema simple de máquina frigorífica o bomba de calor.

Como se mencionó antes el funcionamiento es el mismo en la máquina frigorífica y la bomba de calor, su diferencia estriba en el uso de cada dispositivo; la máquina frigorífica se utiliza para extraer calor de un espacio o cuerpo y mantenerlo a una temperatura inferior a la del medio ambiente, mientras la bomba de calor se utiliza para mantener una región determinada a alta temperatura suministrándole calor de una fuente a baja temperatura.

El aire acondicionado es básicamente una maquina frigorífica, solo que la región fría es una habitación o algún edificio entero y que la región para la descarga del calor es el aire exterior [21].

La eficiencia de una máquina frigorífica se expresa en términos del coeficiente de operación (COP), y se puede expresar de la siguiente manera:

$$COP_R = \frac{Q_{sum}}{W_{net,ent}} = \frac{Q_{sum}}{Q_{ced} - Q_{sum}} = \frac{1}{\frac{Q_{ced}}{Q_{sum}} - 1} \quad (2.2)$$

Mientras que el COP para una bomba de calor se puede expresar de la siguiente manera:

$$COP_{pum} = \frac{Q_{ced}}{W_{net,entrada}} = \frac{Q_{ced}}{Q_{ced} - Q_{sum}} = \frac{1}{\frac{Q_{sum}}{Q_{ced}} - 1} \quad (2.3)$$

### 2.1.3 Ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot está compuesto por procesos internamente reversibles, puede funcionar como un sistema cerrado o como sistema de flujo en régimen estacionario. Lo conforman dos procesos isotérmicos y dos procesos adiabáticos. Los cuatro procesos se muestran en la Figura (2.3) y son los siguientes:

- 1-2 Se lleva a cabo un proceso de expansión isotérmica e internamente reversible, durante la cual se suministra calor ( $Q_H$ ) a una temperatura alta ( $T_H$ ).

- 2-3 Se lleva a cabo un proceso de expansión adiabática e internamente reversible, hasta alcanzar la temperatura baja ( $T_L$ ).
- 3-4 Se lleva a cabo un proceso de compresión isotérmica e internamente reversible, durante el cual se cede calor ( $Q_L$ ) a temperatura baja ( $T_L$ ).
- 4-1 Se lleva a cabo un proceso de compresión adiabática e internamente reversible, hasta alcanzar nuevamente la temperatura alta inicial ( $T_H$ ).

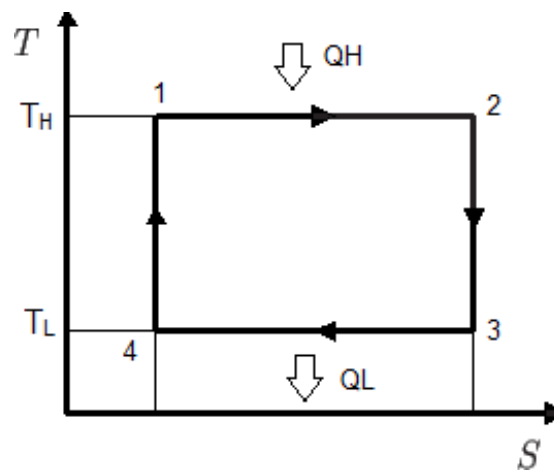


Figura 2.3 Diagrama T-S editado para un motor térmico de Carnot. [21]

El diagrama T-S muestra claramente el calor suministrado y el cedido en un motor de Carnot. El área delimitada por las dos líneas isotérmicas y las dos líneas isoentrópicas del diagrama T-S es una medida del trabajo neto producido por el ciclo de Carnot.

También puede representarse mediante un diagrama P-V para un gas ideal que experimenta un ciclo de Carnot en un dispositivo cilindro-émbolo, como se muestra en la Figura (2.4).



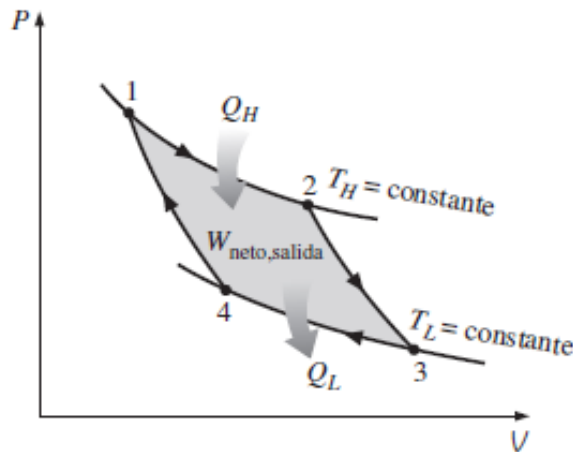


Figura 2.4 Diagrama P-V para un gas ideal en un ciclo de Carnot. [20]

La Figura muestra la posición general de las líneas isotermas e isoentrópicas sobre el diagrama PV. El rendimiento térmico de Carnot es teórico ya que es imposible alcanzar condiciones de reversibilidad interna; el motor térmico presenta efectos disipativos de irreversibilidades internas, para aumentar el rendimiento térmico se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

- La temperatura media a la que se suministra calor al sistema debe de ser lo más alta posible.
- La temperatura media a la que se extrae calor al sistema debe de ser lo más baja posible.

El rendimiento térmico máximo de cualquier motor térmico que funcione entre dos fuentes térmicas de Carnot viene dado por la ecuación:

$$\eta_{t,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.4)$$

#### 2.1.4 El ciclo de Carnot inverso.

Como se mencionó anteriormente el ciclo de Carnot está compuesto por procesos internamente reversibles, y al invertir el sentido de los cuatro procesos operará como una máquina frigorífica o como bomba térmica, en

esta configuración de operación, la máquina absorbería calor de la fuente fría y cedería calor a la fuente caliente; la Figura (2.5) muestra un esquema del ciclo del motor inverso de Carnot.

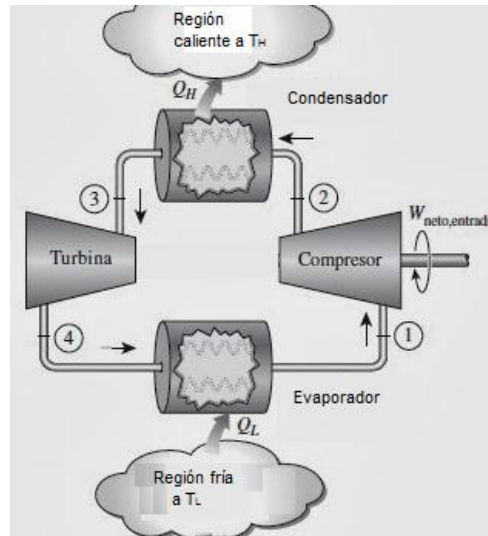


Figura 2.5 Esquema editado de un motor de Carnot inverso. [21]

Los cuatro procesos mostrados en la Figura (2.5) operan de la siguiente manera:

- 4-1 En un intercambiador de calor, se absorbe calor isotérmicamente que proviene de una fuente de calor ( $Q_L$ ), al refrigerante que experimenta un cambio de estado a temperatura baja ( $T_L$ ).
- 1-2 Con aportación de trabajo, el fluido se comprime isoentrópicamente hasta alcanzar una temperatura alta ( $T_H$ ).
- 2-3 Posteriormente, a través de otro intercambiador de calor se rechaza calor isotérmicamente a un sumidero a una fuente alta de temperatura ( $T_H$ ) en la cantidad de ( $Q_H$ ).
- 3-4 Finalmente el fluido se expande isoentrópicamente hasta llegar a la temperatura baja ( $T_L$ ) en el punto inicial 4.

En el ciclo de Carnot inverso, el fluido se evapora mientras se absorbe el calor bajo ( $Q_L$ ), y se condensa cuando se extrae el calor alto ( $Q_H$ ). El

Coeficiente de Operación (COP) para la bomba de calor se determina por medio de la ecuación:

$$COP_{pump,Carnot} = \frac{1}{\frac{T_L}{T_H}-1} = \frac{T_H}{T_H-T_L} \quad (2.5)$$

Mientras que el COP para refrigeración se determina con la ecuación:

$$COP_{refig,Carnot} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L}-1} = \frac{T_L}{T_H-T_L} \quad (2.6)$$

Para ambos casos el COP aumenta cuando la diferencia de ambas temperaturas decrece, esto es cuando  $T_L$  aumenta o  $T_H$  disminuye.

### 2.1.5 Ciclo por compresión de vapor.

El ciclo de enfriamiento por compresión de vapor funciona de la misma manera que un ciclo inverso de Carnot. Están compuestos por: compresor, evaporador, condensador, una válvula de expansión y un fluido refrigerante.

Para iniciar la operación del ciclo de enfriamiento por compresión, se utiliza energía eléctrica, la cual hace funcionar al compresor que impulsa al refrigerante para que circule por todo el sistema. La Figura (2.6) muestra el ciclo de un sistema de enfriamiento por compresión de vapor. El líquido refrigerante circula por la tubería y los distintos equipos del sistema en los cuales el fluido presenta varios cambios de fase y regresa al punto inicial formando un ciclo que se repite continuamente. A la salida del evaporador el refrigerante se encuentra en estado gaseoso a presión y temperatura baja (línea 8-1). El refrigerante se comprime e incrementa su temperatura y presión en el compresor (línea de 1-2). Para regresar al refrigerante a su estado líquido es necesario transferir su calor a los alrededores y es condensado (línea 3-4). A la salida del condensador, el refrigerante se encuentra a una presión y temperatura relativamente altas; al pasar por la

válvula de expansión el líquido es estrangulado perdiendo presión y temperatura suficiente para que una porción se convierta en gas (línea 5-6). El vapor a baja presión produce el efecto refrigerante durante la evaporación (línea 7-8).

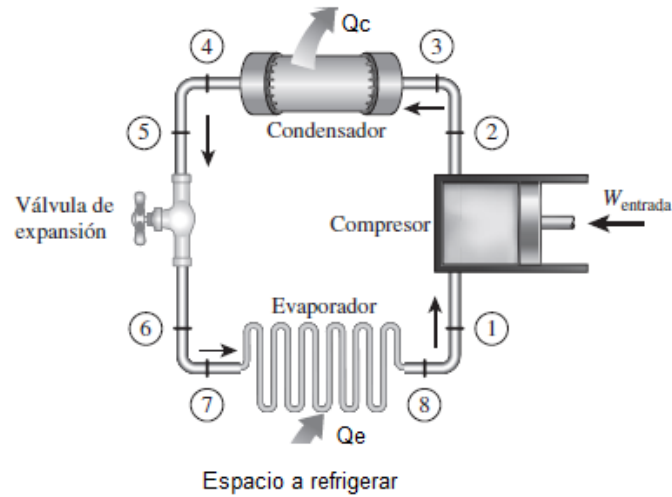


Figura 2.6 Esquema editado del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. [20]

El ciclo termodinámico del sistema de refrigeración por compresión de vapor se puede analizar por medio del diagrama de Mollier que es una herramienta que sirve para analizar y comprender el funcionamiento de un sistema de refrigeración, como se muestra en la Figura (2.7).

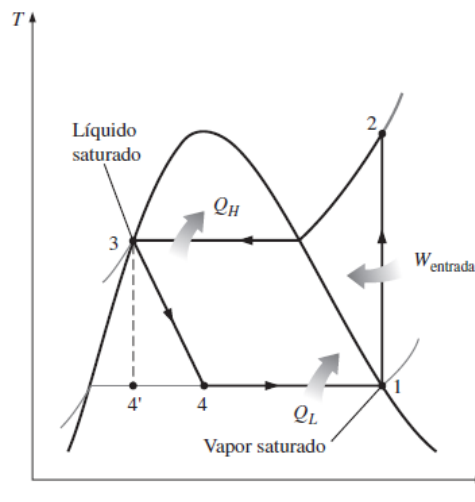


Figura 2.7 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. [20]

El diagrama muestra los procesos que experimenta el líquido refrigerante durante el ciclo frigorífico.

- Del punto 1 al 2, el líquido refrigerante experimenta una compresión isoentrópica, al pasar de vapor saturado a vapor sobrecalentado.
- Del punto 2 al 3, existe un cambio internamente reversible a presión constante, extrayendo calor del fluido hasta llegar a líquido saturado.
- Del punto 3 al 4, el fluido se somete a un estrangulamiento a través de una válvula micrométrica para reducir presión y temperatura.
- Del punto 4 al 1, existe un cambio internamente reversible a presión constante, comunicando calor a la zona húmeda hasta llegar a vapor saturado.

## **2.2 Equipo de absorción.**

Los equipos de absorción, al igual que los equipos de compresión de vapor se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para obtener frío o calor. Para hacer funcionar el ciclo de absorción, se utiliza una solución binaria homogénea que tiene la propiedad de disolver el vapor de una composición, con el líquido de otra composición distinta. De la solución binaria un elemento funciona como refrigerante y el otro como absorbente, el refrigerante es el encargado de realizar los intercambios de calor tanto en el evaporador como en el condensador.

El proceso de absorción se lleva a cabo mediante dos procesos, el primero, consiste en separar la solución por medio de la aplicación de una fuente de calor para obtener el refrigerante puro; el segundo proceso, es el de absorción, en el cual se mezclan el refrigerante y el absorbente a través de una reacción exotérmica que libera calor a un medio de enfriamiento. La refrigeración por absorción tiene la ventaja de aprovechar energías alternativas como la solar, la geotermia, la energía calorífica residual que suele desecharse en algunos procesos industriales, pero se puede utilizar para producir frío.

El ciclo de enfriamiento por absorción es muy similar al ciclo de compresión de vapor solo que, en lugar del equipo compresor utiliza un absorbedor y

un generador. La Figura (2.8) muestra un esquema presión-temperatura de un sistema de enfriamiento por absorción con sus respectivos componentes.

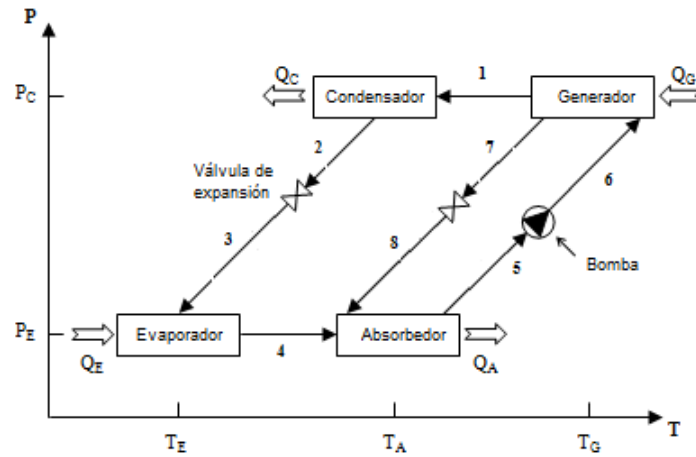


Figura 2.8 Diagrama editado del ciclo de enfriamiento por absorción. [2]

Para operar los sistemas de absorción requieren del valor de dos presiones: alta ( $P_C$ ) y baja ( $P_E$ ) y tres temperaturas mínimas: Temperatura del evaporador ( $T_E$ ), Temperatura del absorbedor y condensador ( $T_A$ ,  $T_C$ ), además de Temperatura del generador ( $T_G$ ) como se muestra en la Figura (2.8).

### 2.3 Análisis de sistemas de compresión de vapor y absorción.

Los sistemas de enfriamiento por compresión de vapor y absorción poseen semejanzas y diferencias, algunas semejanzas son:

- En ambos sistemas la temperatura obtenida en el evaporador debe ser inferior a la temperatura ambiente.
- Operan bajo el mismo principio de evaporación.
- Ambos sistemas utilizan una válvula de expansión para reducir la presión del refrigerante.

Como diferencias se pueden mencionar:

- Los sistemas de compresión de vapor utilizan energía eléctrica para su operación, mientras que los sistemas de absorción utilizan energía calorífica.
- Los sistemas de compresión de vapor utilizan un compresor mecánico, mientras que los de absorción utilizan un compresor térmico formado por el absorbedor y el generador.
- El sistema de compresión de vapor consume mayor energía eléctrica en su operación por el trabajo que desempeña el compresor, mientras que el sistema de absorción solo requiere una pequeña cantidad de energía para hacer funcionar a la bomba.
- El sistema de compresión de vapor comprime un gas para aumentar la presión y temperatura, mientras que en el de absorción bombea un líquido para el mismo fin.
- Los sistemas de compresión de vapor tienen un COP mayor que los sistemas de absorción.
- Los refrigerantes que utilizan los sistemas de compresión de vapor son más contaminantes que los que utilizan los sistemas de absorción.

## **2.4 Elementos que conforman un sistema de absorción.**

Los componentes de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto son: evaporador, condensador, generador, absorbedor, bomba mecánica, válvula de expansión y válvula de estrangulamiento.

### **2.4.1 Evaporador.**

Es un intercambiador de calor donde se lleva a cabo el efecto de enfriamiento por medio de la transferencia de energía térmica. En el evaporador el fluido refrigerante se encuentra a presión y temperatura baja,

al efectuarse la evaporación el refrigerante cambia de fase de líquido a vapor, en este proceso el refrigerante extrae calor del espacio a refrigerar para continuar el ciclo.

#### **2.4.2 Condensador.**

Es un intercambiador de calor que tiene la función principal de retirar calor latente que tiene el fluido refrigerante en fase vapor. El fluido refrigerante presenta un cambio de fase de vapor a líquido a alta presión. La transferencia de calor se realiza del condensador hacia el medio ambiente.

#### **2.4.3 Generador.**

También conocido como desorbedor, en este componente está contenida la mezcla de trabajo. Se suministra una cantidad de calor al generador para elevar la temperatura y presión; por medio de la ebullición, se separa la mezcla en fluido refrigerante puro en forma de vapor y en absorbente concentrado que se dirige al absorbedor.

#### **2.4.4 Absorbedor.**

Es uno de los principales elementos en sistemas de absorción, ya que su función es poner en contacto nuevamente al fluido refrigerante y el absorbente; en la parte interna del absorbedor, el fluido refrigerante es absorbido por el absorbente ocasionando una reacción exotérmica por lo que se debe de disipar calor al ambiente.

El absorbedor debe operar a una temperatura controlada para que el proceso de absorción se de en forma adecuada. Además de eso, al aumentar la temperatura del absorbedor, aumenta la presión dentro de evaporador, por lo que el efecto de enfriamiento se ve disminuido, por lo que su funcionamiento es crítico en los sistemas de absorción.



#### **2.4.5 Bomba mecánica.**

Es el elemento encargado de transportar la mezcla de trabajo del absorbedor al generador incrementando su presión y temperatura. El trabajo de la bomba es mínimo en comparación con la fuente de calor. Por lo que en la cuantificación del desempeño del sistema puede despreciarse su efecto.

#### **2.4.6 Válvula de expansión.**

Los dispositivos de expansión en los sistemas de enfriamiento por absorción permiten cambiar de la zona de alta presión a zona de baja presión, dejando pasar al refrigerante en estado líquido saturado (alta presión) a una evaporación parcial con baja temperatura (baja presión).

#### **2.4.7 Válvula reguladora.**

Este es un dispositivo mecánico permite regular el paso de un fluido en un solo sentido, puede estar completamente abierta o cerrada (ON-OFF); controla la velocidad del flujo como la cantidad del fluido que circula por la tubería. Las válvulas reguladoras actúan como mecanismo de seguridad, ya que no permiten que se exceda el nivel de presión que se esté operando, con lo que se reduce el riesgo de accidentes.

### **2.5 Clasificación de los sistemas de absorción.**

Los sistemas de absorción se pueden clasificar en función del número de efectos o etapas con los que cuentan. Efecto: Se refiere al número de generadores que posee el sistema de absorción. Etapa: Se refiere al número de absorbedores que posee el sistema de absorción. Los sistemas de absorción se pueden clasificar en [2]:

- Sistema de simple efecto.
- Sistema de medio efecto.
- Sistema doble efecto en serie.

- Sistema de doble efecto inverso.

### 2.5.1 Sistema de absorción de simple efecto.

El funcionamiento es el mismo que el descrito en el apartado 2.2.1, la única diferencia estructural es el acoplamiento de un recuperador de calor entre el absorbedor y el generador, cuya misión es aprovechar el calor de la disolución saliente del generador en precalentar la disolución procedente del absorbedor. De esta forma se disminuye el calor que se debe suministrar al generador para que se separe el refrigerante del absorbente haciendo más eficiente el sistema, como se muestra en la Figura (2.9).

El sistema de absorción de simple etapa está compuesto por dos circuitos: uno de refrigerante (líneas 7-10) y otro circuito de la solución de trabajo (líneas 1-6).

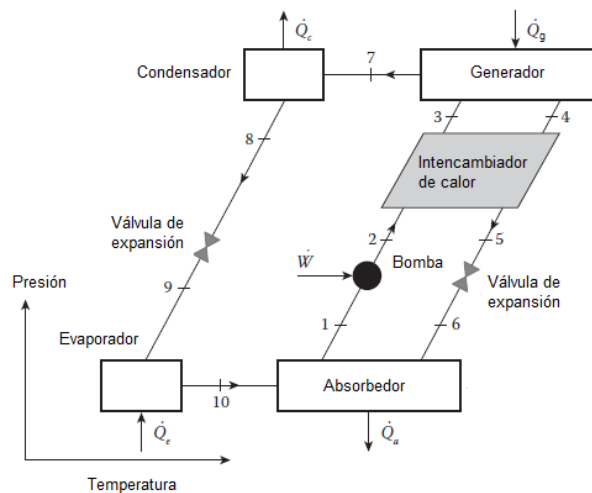


Figura 2.9 Sistema de absorción de simple efecto. [2]

### 2.5.2 Sistema de absorción de medio efecto.

El sistema de absorción de medio efecto se muestra en la Figura (2.10), este tipo de sistema presenta tres niveles diferentes de presión, además cuenta con dos circuitos de la solución uno de ellos en alta presión y el otro

en baja presión, cuenta con dos generadores (G), dos absorbedores (A) y dos intercambiadores de calor (HE), ambos generadores pueden estar a la misma temperatura ( $G_h$  y  $G_l$ ) [2].

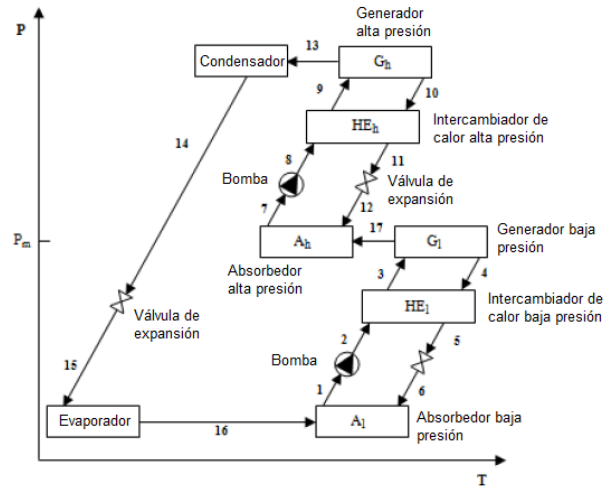


Figura 2.10 Sistema de absorción de medio efecto. [2]

En este sistema el vapor refrigerante de  $H_2O$  (13) es producido por el generador a alta presión ( $G_h$ ), el  $H_2O$  es condensada (14), expandida (15) y evaporada (16) de la misma manera que el de simple efecto. El vapor refrigerante  $H_2O$  viene del evaporador (16) y llega al absorbedor de baja presión ( $A_l$ ) y es mezclado con la solución de  $H_2O$ -LiBr con alta concentración de absorbente LiBr. Posteriormente que la solución  $H_2O$ -LiBr con baja concentración de LiBr (1), es bombeada del absorbedor a baja presión al generador de baja presión ( $G_l$ ), pasando a través del intercambiador de calor ( $HE_l$ ). En el generador a baja presión, parte del agua se evapora (17) y va directamente al absorbedor de alta presión ( $A_h$ ); mientras que el  $H_2O$ -LiBr con alta concentración de LiBr regresa al absorbedor de baja presión (línea 4-6). Mientras tanto en el absorbedor de alta presión ( $A_h$ ), una solución de  $H_2O$ -LiBr de baja concentración de LiBr es formada y bombeada al generador de alta presión ( $G_h$ ), pasando a través de un intercambiador de calor (línea 7-9).

Ahora en el generador de alta presión, parte del  $H_2O$  se evapora una vez más y va al condensador (13), mientras que la solución  $H_2O$ -LiBr con alta

concentración de LiBr regresa al absorbedor de alta presión (línea 10-12). En ambos intercambiadores de calor la solución con baja concentración en LiBr es calentada por la solución con alta concentración de LiBr que viene del generador.

### 2.5.3 Sistema de absorción de doble efecto en serie.

Comparado con el sistema de simple efecto, el de doble efecto en serie cuenta con componentes adicionales a alta presión que son: un generador, un condensador y un intercambiador de calor como se ve en la Figura (2.11).

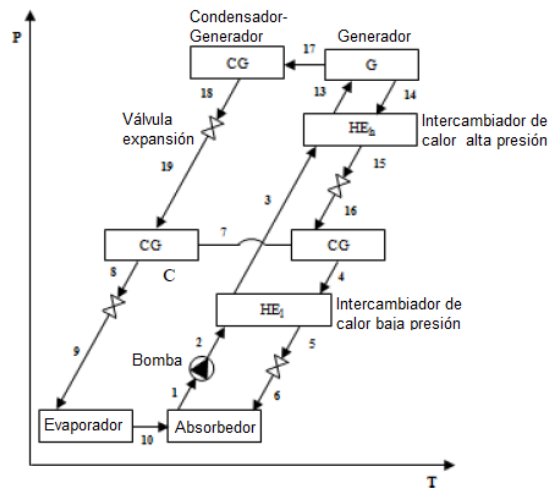


Figura 2.11 Sistema de absorción de doble efecto en serie. [2]

El objetivo de adicionar los componentes mencionados es para mejorar el COP, se le llama doble efecto en serie por que la solución que viene del absorbedor va al generador de alta temperatura y luego va al generador de baja temperatura. La Figura (2.11) muestra un elemento con doble comportamiento (CG), es un intercambiador de calor que funciona como condensador y generador al mismo tiempo.

Dos flujos entran en el CG uno de ellos es el refrigerante y el otro es una solución, El refrigerante que viene del generador entra en el CG como vapor a alta presión (17); cede su energía mientras se condensa y luego sale del

CG (18). Por otra parte, la solución que viene del generador entra al CG a media presión y media concentración de LiBr (16), recibe calor de la energía que el refrigerante deja (18) y luego genera más refrigerante (7); después, el resto de la solución, ahora con alta concentración de LiBr, va del CG al absorbedor.

La principal diferencia entre doble efecto en serie y simple efecto es que el primero tiene dos generadores de refrigerante y condensadores, además de manejar tres niveles de presión y concentraciones diferentes.

### 2.5.4 Sistema de absorción de doble efecto inverso.

El ciclo de doble efecto inverso, comparado con el de doble efecto en serie, tiene una bomba extra y una válvula reguladora menos. Por otra parte, mientras el de doble efecto en serie conduce la solución directamente del generador al CG (línea 14-16); en el de doble efecto inverso la solución va del generador a través de los intercambiadores de calor  $HE_h$  y  $HE_i$  (línea 14-16), pasa por una válvula reguladora (17), y cuando llega al absorbedor, la solución es bombeada (9), para regresar al  $HE_i$  (10), y finalmente entra al CG. Como se muestra en la Figura (2.12). La solución que no se evapora en el CG es bombeada al generador (línea 11-13).

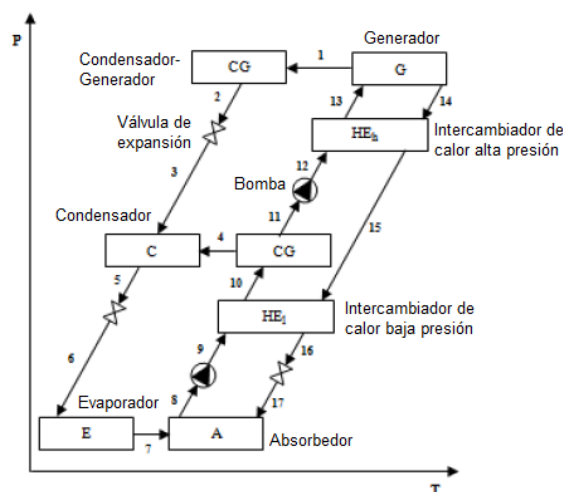


Figura 2.12 Sistema de absorción de doble efecto inverso. [2]

## 2.6 Fluidos de trabajo.

Los sistemas de enfriamiento por absorción utilizan una mezcla binaria de dos sustancias homogéneas como fluidos de trabajo, los más utilizados son: agua-bromuro de litio ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ) y amoníaco-agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) [22]; donde el primer componente funciona como refrigerante y el segundo como absorbente, para este trabajo se utiliza el agua ( $\text{H}_2\text{O}$ ) como fluido refrigerante y el cloruro de calcio ( $\text{CaCl}_2$ ) como absorbente.

En los sistemas de enfriamiento por absorción los fluidos de trabajo deben cumplir con ciertos requisitos importantes para una operación óptima. Entre los más importantes son [8]:

- El fluido de trabajo no debe formar una fase sólida en el recorrido que hace por todo el sistema. La formación de sólidos puede detener el flujo y causar problemas al equipo.
- El punto de ebullición del fluido debe ser menor respecto al punto de ebullición del absorbente, de modo que pueda separarse fácilmente mediante calentamiento.
- El absorbente debe tener afinidad con el refrigerante en las condiciones en que se produce la absorción. Esta afinidad permite que se circule menos absorbente por el mismo efecto de refrigeración y, por lo tanto, las pérdidas de calor sensibles son menores.
- Deben usarse presiones de operación moderadas (presión alta 4.8 kPa y presión baja 0.934 kPa) para evitar el uso de equipos de paredes gruesas y reducir la energía eléctrica requerida para bombear los fluidos desde el lado de baja presión al lado de alta presión.
- Se requiere una alta estabilidad química para evitar la formación indeseable de gases, sólidos o sustancias corrosivas.

- Los fluidos no deben ser corrosivos. Si los fluidos son corrosivos, se deben usar inhibidores de corrosión, lo que puede influir en el rendimiento termodinámico del equipo.
- Los fluidos de trabajo deben ser no tóxicos y no inflamables.
- Debe ser de bajo costo.

En 1850 se utilizó el éter etílico como primer refrigerante en sistemas de compresión de vapor, posteriormente se utilizar otros como el amoniaco, dióxido de azufre, butano, etano, etc. Hasta llegar al uso de refrigerantes sintéticos tales como: clorofluorocarbonos (CFC), hidro-clorofluorocarbonos (HCFCs) e hidro-fluorocarbonos (HFCs), que contienen moléculas que permanecen en la atmósfera por cientos de años, y representan un impacto negativo a la capa de ozono y contribuyen al efecto invernadero [4], ocasionando el calentamiento global.

Actualmente se están sustituyendo los clorofluorocarbonos por hidroclorofluorocarbonos, que ocasionan un agotamiento de la capa de ozono relativamente ligero, así como hidrofluorocarbonos que no contienen cloro, se deben utilizar refrigerantes que sean amigables con el medio ambiente. La eliminación gradual de los refrigerantes sintéticos ha fomentado la investigación de refrigerantes respetuosos con el medio ambiente, como el agua y otras soluciones binarias.

## CAPÍTULO 3. MODELADO MATEMÁTICO.

### 3.1 Descripción de un sistema de enfriamiento por absorción.

Como se mencionó en la sección 2.2, el sistema de enfriamiento por absorción requiere para su funcionamiento el valor de las presiones: alta y baja; además de las tres temperaturas de sus componentes.

#### 3.1.1 Regla de fases del sistema de enfriamiento por absorción.

La regla de fases o grados de libertad, son las variables intensivas independientes necesarias para determinar el estado termodinámico de un sistema en equilibrio. Se determina por medio de la fórmula [23].

$$F = 2 - \pi + N \quad (3.1)$$

Donde:

$\pi$  es el número de fases y  $N$  es el número de especies químicas.

Para determinar los grados de libertad en el sistema de enfriamiento por absorción, se consideran dos fases, líquida, que es la solución acuosa saturada y la fase vapor, generada por la ebullición. Además, están presentes dos especies químicas el  $\text{H}_2\text{O}$  y el  $\text{CaCl}_2$ ; por lo tanto, al aplicar la fórmula se tiene,  $\pi = 2$  y  $N = 2$ .

$$F = 2 - 2 + 2$$

Como resultado, el sistema de enfriamiento tiene dos grados de libertad y las variables intensivas son la temperatura y la concentración de la solución.

### 3.2 Funcionamiento del sistema de enfriamiento por absorción con $\text{H}_2\text{O-CaCl}_2$ .

La Figura (3.2) muestra la configuración del sistema de enfriamiento por absorción, el cual trabaja con una mezcla de  $\text{H}_2\text{O-CaCl}_2$ , el agua funciona



como refrigerante y el cloruro de calcio como absorbente, la mezcla inicialmente se encuentra contenida en el generador, al cual se suministra energía térmica a través de una fuente externa, ocasionando que incremente su temperatura y presión; de tal manera que el refrigerante se separe del absorbente en fase de vapor (línea 1). El refrigerante se dirige hacia el condensador a una temperatura y presión alta, mientras que el absorbente concentrado se dirige al absorbedor (línea 7). En el condensador, el refrigerante se condensa por aire cediendo calor latente hacia el ambiente y cambiando de fase de vapor a líquido (línea 1-2). El refrigerante sale del condensador a temperatura y presión alta, para pasar a través de una válvula de expansión donde reduce su presión y temperatura (línea 2-3), parte del líquido cambia a fase vapor, el refrigerante entra al evaporador donde se evapora e intercambia calor con el área a refrigerar (línea 3-4); produciendo en este punto el efecto frigorífico, el refrigerante sufre un cambio a fase de vapor y se dirige al absorbedor, donde se mezcla nuevamente con el absorbente que previamente fue separado en el generador, el absorbente absorbe al refrigerante diluyéndose la solución, la mezcla de los dos componentes genera una reacción exotérmica por lo que debe de ceder parte del calor al medio externo, una vez que se haya efectuado el proceso de absorción (punto 5), la solución de trabajo es transportada por medio de una bomba mecánica al generador incrementando su temperatura y presión (línea 5-6), donde inicia nuevamente el ciclo.

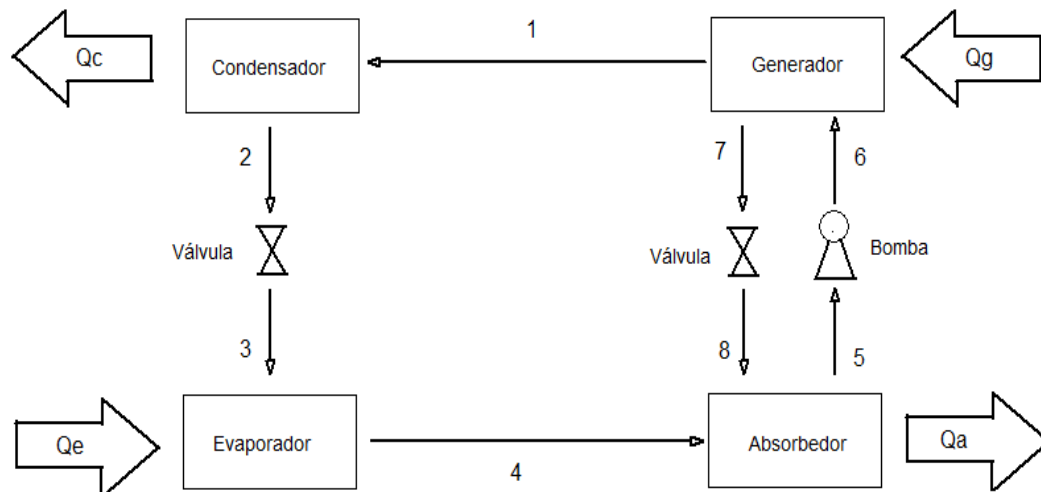


Figura 3.1 Configuración del sistema de enfriamiento por absorción con  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$ .

### 3.3 Suposiciones iniciales.

El modelo matemático del sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto permite calcular las propiedades termodinámicas del agua-cloruro de calcio.

Para llevar a cabo el modelo matemático se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1) El sistema de enfriamiento se encuentra en condiciones de equilibrio termodinámico.
- 2) El análisis se realiza bajo condiciones estacionarias.
- 3) No es necesario un rectificador (que tiene la función de eliminar el vapor de agua que sale del generador antes de llegar al condensador), ya que el absorbente no se evapora en el rango de temperatura considerado.
- 4) La solución está en estado saturado a la salida del absorbedor. El refrigerante está en estado saturado a la salida del condensador y evaporador. El refrigerante está en estado sobrecalentado a la salida del generador.
- 5) Las pérdidas de calor y la caída de presión en la tubería y los componentes se desprecian.
- 6) El flujo a través de las válvulas es Isoentálpico.

- 7) El trabajo de la bomba es Isentrópico.
- 8) La variación de temperatura es despreciable en el evaporador.

Para realizar la simulación y calcular los valores de las propiedades termodinámicas del sistema se utiliza el software EES (Equation Engineering Solver), que es un programa informático utilizado para la solución de conjuntos de ecuaciones algebraicas y diferenciales no lineales acopladas, también se utiliza para optimización, realiza regresiones lineales y no lineales, puede hacer conversión de unidades, genera gráficos con calidad de publicación. Además, EES cuenta con una base de datos de propiedades termodinámicas y de transporte de alta precisión para cientos de sustancias de interés escolar e industrial.

Se dan como valores de entrada las temperaturas  $T_1=T_G$ ,  $T_2= T_C$ ,  $T_4= T_E$ ,  $T_5= T_A$  y la carga de refrigeración ( $q_e$ ). Además, con base en la Figura (3.2) se pueden determinar las siguientes suposiciones.

En el generador, el vapor de agua y la solución están a la misma temperatura:

$$T_1 = T_7 \quad (3.2)$$

- De la consideración (5) tenemos:

$$P_1 = P_2 = P_6 = P_7 \quad (3.3)$$

$$P_3 = P_4 = P_5 = P_8 \quad (3.4)$$

- De la consideración (6) tenemos:

$$h_2 = h_3 \quad (3.5)$$

$$h_7 = h_8 \quad (3.6)$$

- De la consideración (7) tenemos:

$$h_5 \approx h_6 \quad (3.7)$$

### 3.4 Ecuaciones básicas.

Con base en la Figura (3.2) se realiza el balance de masa, materia y energía, y con la ayuda del software EES se calculan los valores de las propiedades termodinámicas por cada componente.

- Condensador. Se calcula la entalpía ( $h_2$ ) y la presión ( $P_2$ ), con valores de temperatura del condensador ( $T_2$ ) y calidad de vapor del agua en estado de saturación. El balance de masa y energía de determina con las siguientes ecuaciones:

$$m_1 = m_2 \quad (3.8)$$

$$Q_C = m_1 (h_1 - h_2) \quad (3.9)$$

- Evaporador. Se calcula la entalpía ( $h_4$ ) y la presión ( $P_4$ ), con valores de temperatura del evaporador ( $T_4$ ) y calidad del vapor de agua en estado saturado, el balance de masa y energía de determina con las siguientes ecuaciones:

$$m_3 = m_4 \quad (3.10)$$

$$Q_E = m_3 (h_4 - h_3) \quad (3.11)$$

- Generador. Se calcula la entalpía ( $h_1$ ) con valores de temperatura del generador ( $T_1$ ) y la presión del vapor de agua del condensador ( $P_2$ ), el balance de materia y energía de determina con las siguientes ecuaciones:

$$m_6 = m_1 + m_1 \quad (3.12)$$

$$(m_6 \cdot (1 - X_6)) = (m_7 \cdot (1 - X_7)) + m_1 \quad (3.13)$$

$$Q_G = m_1 h_1 + m_7 h_7 - m_6 h_6 \quad (3.14)$$

- Para el Absorbedor el balance de materia y energía de determina con:

$$m_5 = m_4 + m_8 \quad (3.15)$$

$$(m_5*(1-X_5))=(m_8*(1- X_8))+m_4 \quad (3.16)$$

$$Q_A = m_4h_4 + m_8h_8 - m_5h_5 \quad (3.17)$$

- La temperatura a la entrada del evaporador (T3) se calcula con valores de presión del evaporador (P4) y entalpía del vapor de agua del condensador (h2).

### 3.5 Coeficiente de operación (COP).

El Coeficiente de Operación (COP), relaciona la cantidad de energía útil y la cantidad de energía suministrada con la que opera un sistema de refrigeración real, es la razón del calor del evaporador entre el calor del generador más el calor de la bomba, debido a que el consumo de la bomba es mínimo en comparación con la fuente de calor, su valor se puede despreciar. Un estudio realizado con un sistema de absorción similar y utilizando otra mezcla de trabajo, presentó que el gasto de la bomba fue del 1.1% con respecto del generador [24].

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (3.18)$$

### 3.6 Determinación de propiedades termodinámicas de la solución.

Para determinar las propiedades termodinámicas del H<sub>2</sub>O-CaCl<sub>2</sub> se toma como base el artículo publicado por Manuel Conde-Petit [13]. Los valores de los parámetros para determinar los valores de las formulaciones de las siguientes propiedades termodinámicas se mencionan en el apéndice A.

#### 3.6.1 Presión de vapor.

Para determinar la presión de vapor de agua saturada sobre la solución acuosa con el cloruro de calcio, se utilizan las siguientes formulaciones que reproducen con bastante precisión los datos experimentales conocidos.

$$\pi = \frac{P_{sol}(\xi, T)}{P_{H_2O}(T)} = \pi_{25} f(\xi, \theta) \quad (3.19)$$

$$f(\xi, \theta) = A + B\theta \quad (3.20)$$

$$A = 2 - \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_0} \right)^{\pi_1} \right]^{\pi_2} \quad (3.21)$$

$$B = \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_3} \right)^{\pi_4} \right]^{\pi_5} - 1 \quad (3.22)$$

$$\pi_{25} = 1 - \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_6} \right)^{\pi_7} \right]^{\pi_8} - \pi_9 e^{-\frac{(\xi-0.1)^2}{0.005}} \quad (3.23)$$

Donde:

La presión de vapor relativa ( $\pi$ ) en kPa, la presión del agua saturada ( $P_{H_2O}$ ) en kPa, la presión de la solución ( $P_{sol}$ ) en kPa, la temperatura reducida ( $\theta$ ) en K, la fracción másica del soluto ( $\xi$ ), parámetros ( $\pi_{1-9}$ ) en tabla en apéndice A.

### 3.6.2 Densidad.

Para determinar la densidad de la solución acuosa de cloruro de calcio se utiliza la siguiente correlación:

$$\rho_{sol}(\xi, T) = \rho_{H_2O}(T) \sum_{i=0}^3 \rho_i \left( \frac{\xi}{1-\xi} \right)^i \quad (3.24)$$

Donde:

La densidad de la solución ( $\rho_{sol}$ ) en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , la densidad del agua saturada ( $\rho_{H_2O}$ ) en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , la temperatura (T) en K, la fracción másica del soluto ( $\xi$ ), parámetros ( $\rho_i$ ) en tabla en apéndice A.

### 3.6.3 Capacidad calorífica.

La capacidad calorífica de la solución acuosa del cloruro de calcio se estudió ampliamente debido a su uso anterior como salmuera en sistemas de refrigeración, para determinar la capacidad calorífica es mediante la siguiente correlación:

$$Cp_{sol}(\xi, T) = Cp_{H_2O}(T)x(1 - f_1(\xi)xf_2(\theta)) \quad (3.25)$$

$$f_1(\xi) = A\xi + B\xi^2 + C\xi^3 \quad (3.26)$$

$$f_2(\theta) = F\theta^{0.02} + G\theta^{0.04} + H\theta^{0.06} \quad (3.27)$$

$$\theta = \frac{T}{228} - 1 \quad (3.28)$$

Donde:

La capacidad calorífica de la solución ( $Cp_{sol}$ ) en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ , la capacidad calorífica del agua saturada ( $Cp_{H_2O}$ ) en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ , la temperatura (T) en K, la fracción másica del soluto ( $\xi$ ), parámetros (A-H) en tabla de apéndice A.

### 3.6.4 Entalpía de dilución

Para la solución acuosa de cloruro de calcio, la absorción (dilución) es un proceso exotérmico, la entalpía se determina mediante la siguiente correlación general:

$$\Delta h_d = \Delta h_{d,0} \left[ 1 + \left( \frac{\zeta}{H_1} \right)^{H_2} \right]^{H_3} \quad (3.29)$$

$\zeta$  se define a partir de la fracción de masa de sal como:

$$\zeta = \frac{\xi}{H_4 - \xi} \quad (3.30)$$

Donde:

La diferencial de entalpía de dilución ( $\Delta h_d$ ) en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ , la fracción másica del soluto ( $\xi$ ), parámetros ( $H_{1-4}$ ) en tabla de apéndice A.

Con base en las correlaciones anteriormente presentadas, además de los valores de entrada de temperaturas y carga de refrigeración que se asignaron, se ingresa un programa en el software EES para calcular los

valores de las propiedades termodinámicas faltantes del sistema y realizar la simulación.

### 3.7 Resultados.

Los datos de entrada que se proporcionaron al programa fueron los siguientes parámetros:  $T_G = 70\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_C = 30\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_E = 8\text{ y }10\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_A = 30\text{ }^\circ\text{C}$  y carga del evaporador  $q_e = 122\text{ W}$ ; además, se determinaron las ecuaciones de estado estable de todo el sistema. Con los datos termodinámicos de los fluidos de trabajo con lo que cuenta la base del EES se diseñó un programa, que permite calcular las propiedades termo-físicas del sistema de enfriamiento por absorción. Los valores obtenidos en la simulación se muestran en la tabla (3.1).

Tabla 3.1 Valores de propiedades termo-físicas.

	$P_{ALTA}$ (kPa)	$P_{BAJA}$ (kPa)	$C_{p_{sol}}$	$\rho_{sol}$	$V_{sol}$
H <sub>2</sub> O-CaCl <sub>2</sub>	4.247	1.073	2241	1475	0.01998

La tabla (3.2) muestra las cargas térmicas finales de cada uno de los componentes junto con el coeficiente de operación del sistema.

Tabla 3.2 Cargas térmicas del proceso y el COP.

	$Q_{gen}$ (W)	$Q_{con}$ (W)	$Q_{eva}$ (W)	$Q_{abs}$ (W)	COP
H <sub>2</sub> O-CaCl <sub>2</sub>	198.9	127.9	122	193	0.62

### 3.8 Análisis paramétrico de las temperaturas.

A continuación, se presenta el análisis del comportamiento del COP con respecto a la variación de temperaturas en los componentes del sistema. La Figura (3.3) muestra el COP en función de la temperatura del generador,



con valor de temperatura de evaporador  $T_{\text{eva}} = 10.0 \text{ }^\circ\text{C}$ , se obtiene un COP máximo de 0.65 pero el comportamiento no es muy estable y tiende a caer; mientras que con un valor de  $T_{\text{eva}} = 8.0 \text{ }^\circ\text{C}$ , el COP obtenido es de 0.62, aunque en un 5% más bajo que el anterior, su comportamiento es más estable.

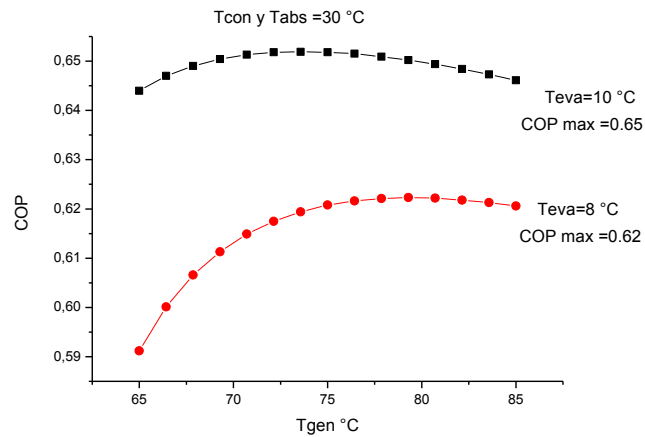


Figura 3.2 Relación entre temperatura del generador y COP.

Para el caso del condensador, se toman los mismos valores de entrada que se consideraron en el programa, solo se varía la temperatura del condensador. La Figura (3.4) muestra el comportamiento del COP en función con la temperatura del condensador, al aumentar la temperatura del condensador, la eficiencia disminuye, esto debido a que cuando se incrementa la temperatura en el condensador, se requiere de mayor energía para poder llevar a cabo el proceso de condensación; lo que reduce el COP.

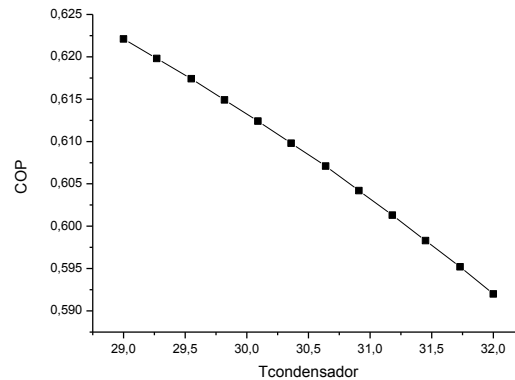


Figura 3.3 Relación entre temperatura del condensador y COP.

Para el caso del absorbedor, de igual manera se toman los mismos valores de entrada que se consideraron en el programa, solo se varía la temperatura del absorbedor. La Figura (3.5) muestra el comportamiento del COP en función de la temperatura del absorbedor, como se muestra en la Figura el comportamiento es muy similar al del condensador, al aumentar la temperatura en el absorbedor el COP disminuye, esto debido que a si aumenta la temperatura ocasionará que el absorbente absorba poco o casi nada de los vapores del refrigerante afectando la eficiencia del sistema.

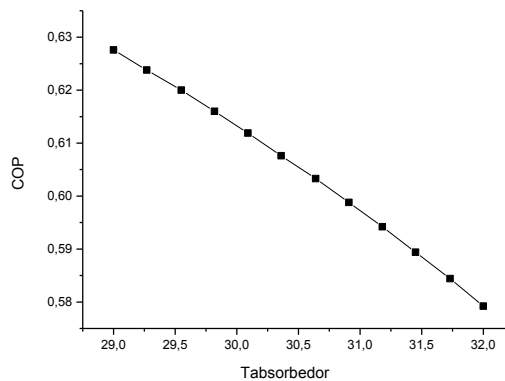


Figura 3.4 Relación entre temperatura del absorbedor y COP del sistema.

Conforme a la gráfica (3.3) se puede ver que la mezcla  $H_2O-CaCl_2$  funciona en un rango corto de operación, esto debido a problemas de cristalización como se puede ver en la gráfica (3.6) donde puede operar en un rango

aproximado de 0.45 a 0.50 de fracción másica a 30 °C que es la temperatura de operación del absorbedor.

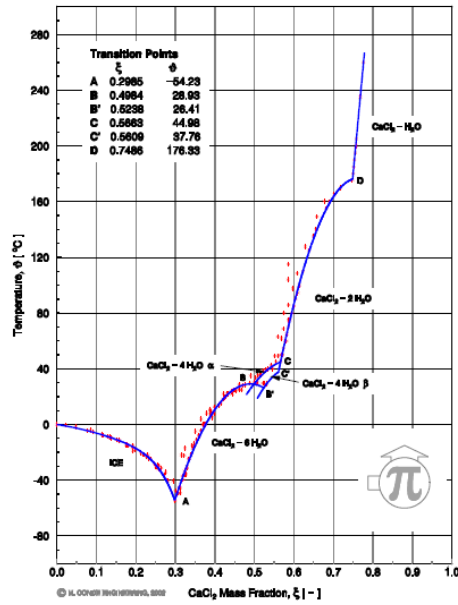


Figura 3.5 Gráfica de cristalización para la mezcla H<sub>2</sub>O-CaCl<sub>2</sub>. [13]

## CAPÍTULO 4. DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN.

### 4.1 Determinación del coeficiente de transferencia de calor en la parte externa de los intercambiadores de calor.

En el diseño de los sistemas de absorción, el cálculo de las propiedades termo-físicas es parte importante ya que ayudan a determinar el tamaño de los componentes del sistema y seleccionar la mejor opción. En los sistemas de enfriamiento, la energía disipada o absorbida por los intercambiadores de calor se realiza a través de una pared metálica o a través de tubos; los intercambiadores de calor con aletas anulares transfieren el calor por conducción en las paredes del tubo y las aletas, mientras que en la parte externa e interna se lleva a cabo por convección, los cálculos de este estudio se centran en el condensador, evaporador y absorbedor; no se considera el generador, ya que para este caso se utiliza un tanque cilíndrico acoplado a una resistencia eléctrica que funciona como fuente de calor. La potencia con la que opera el generador es de 198.9 W, la resistencia eléctrica utilizada es variable y opera en el rango temperatura de 15 °C a 120 °C; para el caso específico del proyecto se trabajará con una temperatura de 70 °C. En el sistema de absorción en la parte externa la transferencia de calor se lleva a cabo por convección natural; mientras que para la parte interna de los tubos la transferencia de calor se lleva a cabo por convección forzada.

Primeramente, se realizaron los cálculos de los intercambiadores sin aletas, para hacer un comparativo de la potencia final entre intercambiadores con y sin aletas. Todas las propiedades del fluido se evaluaron a temperatura promedio ( $T_{prom}$ ).

$$T_{prom} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{2} \quad (4.1)$$

Donde:

$T_s$  y  $T_\infty$  son la temperatura de la superficie y del recinto, respectivamente en °C.

Con el valor de la temperatura promedio de la tabla A.15 propiedades del aire a la presión de 1 atm [20], se toman los valores de conductividad térmica, ( $k$ ) en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ , viscosidad cinemática ( $\nu$ ) en  $m^2 \cdot s^{-1}$ , viscosidad dinámica ( $\mu$ ) en  $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$ , Prandtl (Pr).

La transferencia de calor por convección natural en la parte externa de los intercambiadores, de los tubos aletados se consideran los siguientes datos para los cálculos.

El diámetro externo del tubo  $D_e = 0.025$  m, el diámetro externo de la aleta  $D_a = 0.045$  m, el ancho de la aleta  $t = 1 \times 10^{-3}$  m, la separación entre aletas  $s = 4 \times 10^{-3}$  m.

De la tabla A.3 propiedades de metales sólidos [20], se toma el valor de conductividad térmica del acero inoxidable 316.

$$k_{inox} = 13.4 \frac{W}{mK}$$

## 4.2 Evaporador.

En el caso del evaporador, se consideran las propiedades del aire a temperatura promedio.

$$T_{prom} = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad T_{prom} = \frac{(10^\circ C + 30^\circ C)}{2} = 20^\circ C$$

De la tabla A.15 propiedades del aire a la presión de 1 atmósfera [20], se toman los valores de las propiedades del aire a 20 °C:

Para conductividad térmica ( $k$ ) se tiene el valor de:  $0.02514 \text{ W/mK}$

Para la viscosidad cinemática ( $\nu$ ) tenemos:  $1.516 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Para el número de Prandtl tenemos: 0.7309

Expansión volumétrica  $\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{273.15 + 20} = \frac{1}{293.15}$

Primero se determina el valor del número de Rayleigh para aletas paralelas verticales con la siguiente correlación:

$$Ra_s = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)S^3}{\nu^2} Pr \quad (4.2)$$

$$Ra_s = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2}) \left(\frac{1}{293.15 K}\right) (30 K - 10 K)(4 \times 10^{-3} m)^3}{(1.516 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} (0.7309) = 136.66$$

El número de Nusselt para aletas paralelas verticales isotérmicas se determina como [20]:

$$Nu = \frac{hS}{k} = \left[ \frac{576}{\left(\frac{Ra_s S}{L}\right)^2} + \frac{2.873}{\left(\frac{Ra_s S}{L}\right)^{0.5}} \right]^{-0.5} \quad (4.3)$$

$$Nu = \left[ \frac{576}{\left(\frac{(136.66)(4 \times 10^{-3} m)}{0.01 m}\right)^2} + \frac{2.873}{\left(\frac{(136.66)(4 \times 10^{-3} m)}{0.01 m}\right)^{0.5}} \right]^{-0.5} = 1.3113$$

El coeficiente de transferencia de calor para ambos casos, tubo con y sin aletas se determina por medio de:

$$Nu = \frac{hS}{K} \quad (4.4)$$

$$h = \frac{NuK}{S} \quad h = \frac{(1.3113)(0.02514 \frac{W}{m \cdot ^\circ C})}{4 \times 10^{-3} m} = 8.24 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

#### 4.2.1. Tubos sin aletas.

Considerando tubos sin aletas, se determina el calor total mediante la Ley de enfriamiento de Newton.

$$A_{\text{sin aleta}} = \pi D_e L \quad (4.5)$$

$$A_{\text{sin aleta}} = \pi(0.025 m)(2 m) = 0.1571 m^2$$

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = h A_{\text{sin aleta}} (T_\infty - T_s) \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = \left(8.24 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (0.1571 m^2) (30 ^\circ C - 10 ^\circ C) = 25.89 W$$

## 4.2.2 Tubos con aletas.

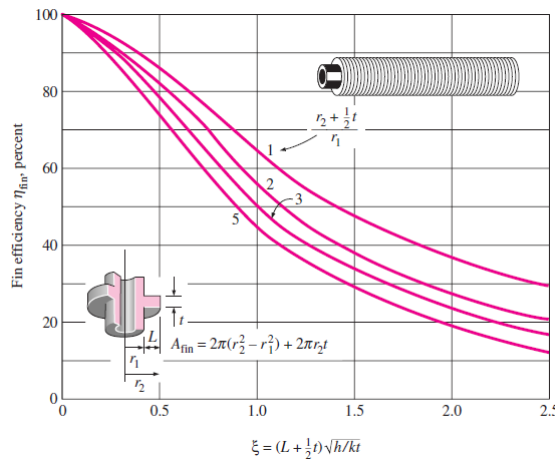
La eficiencia de las aletas circulares unidas al tubo se determina por medio de las siguientes formulas:

$$L = \frac{1}{2}(D_a - D_e) \qquad L = \frac{1}{2}(0.045m - 0.025m) = 0.01m$$

$$\frac{r_a + \frac{1}{2}t}{r_e} = \frac{\left(0.0225m + \frac{1}{2}(1 \times 10^{-3}m)\right)}{0.0125m} = 1.84$$

$$\varepsilon = \left(L + \frac{1}{2}t\right) \sqrt{\frac{h}{kt}} \qquad \varepsilon = \left(0.01m + \frac{1}{2}(1 \times 10^{-3}m)\right) \sqrt{\frac{8.24 \frac{W}{m^2 \cdot C}}{(13.4 \frac{W}{m^2 \cdot C})(1 \times 10^{-3}m)}} = 0.26$$

Para determinar la eficiencia de la aleta, se utiliza la fórmula de la efectividad y la gráfica de Gardner para aletas circulares de longitud  $L$  y espesor constante  $t$ . Con los valores de 1.84 y 0.26 se determina la eficiencia con la gráfica de Gardner, dando un valor de  $\eta_{aleta} = 0.94$ .



Gráfica de Gardner para determinar la eficiencia de aletas circulares de longitud  $L$  y espesor constante  $t$  [20].

Los cálculos para los tubos con aletas se realizan con las siguientes formulas.

$$A_{aleta} = 2\pi(r_a^2 - r_e^2) + 2\pi r_a t \qquad (4.7)$$

$$A_{aleta} = 2\pi((0.0225m)^2 - (0.0125m)^2) + 2\pi(0.0225m)(1x10^{-3}m) \\ = 2.34x10^{-3}m^2$$

$$\dot{Q}_{aleta} = \eta_{aleta}\dot{Q}_{aleta,max} = \eta_{aleta}hA_{aleta}(T_{\infty} - T_s) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{aleta} = (0.94) \left( 8.24 \frac{W}{m^2\text{°C}} \right) (2.34x10^{-3} m^2)(30 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) = 0.3625 W$$

La transferencia de calor desde la porción no aletada del tubo es:

$$A_{no\ aletada} = \pi D_e S \quad (4.9)$$

$$A_{no\ aletada} = \pi(0,025m)(4x10^{-3}m) = 3.1416x10^{-4} m^2$$

$$\dot{Q}_{no\ aletada} = hA_{no\ aletada}(T_{\infty} - T_s) \quad (4.10)$$

$$\dot{Q}_{no\ aletada} = \left( 8.24 \frac{W}{m^2\text{°C}} \right) (3.1416x10^{-4} m^2)(30 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) = 0.0518 W$$

El calor total se determina considerando el número total de aletas.

$$\dot{Q}_{total} = n(\dot{Q}_{aleta} + \dot{Q}_{no\ aletada}) \quad (4.11)$$

Donde:

$\dot{Q}_{total}$  es calor total en W y  $n$  el número total de aletas.

$$\dot{Q}_{total} = 500(0.3625 W + 0.0518 W) = 207.15 W$$

La eficacia global del tubo aletado para el evaporador es:

$$\varepsilon_{aleta, global} = \frac{\dot{Q}_{total,aletas}}{\dot{Q}_{total,sin\ aletas}} \quad (4.12)$$

$$\varepsilon_{aleta, global} = \frac{207.15 W}{25.89 W} = 8.0$$

Como se utiliza el mismo tubo aletado como condensador, evaporador y absorbedor, las dimensiones y la geometría es la misma para todos los elementos, se consideran las mismas formulaciones para los tres componentes solo varían las temperaturas de operación.



### 4.2.3 Condensador y absorbedor.

En el caso del condensador y absorbedor, estos elementos operan a la misma temperatura por lo que el cálculo es el mismo para los dos; se sigue el mismo procedimiento que en el evaporador, se evalúan con propiedades de la tabla A.15 del aire a temperatura promedio.

$$T_{prom} = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \qquad T_{prom} = \frac{(35+30)}{2} = 32.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Los valores de las propiedades termodinámicas se determinan por medio de interpolación por tener la temperatura un valor de 32.5 °C.

Para conductividad térmica (k) tenemos:

$$x_0 = 30 \qquad y_0 = 0.02588 \qquad y = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0) + y_0$$

$$x_1 = 35 \qquad y_1 = 0.02625$$

$$y = \frac{0.02625 - 0.02588}{35 - 30} (32.5 - 30) + 0.02588 = 0.02606 \text{ W/mK}$$

Para la viscosidad cinemática ( $\nu$ ) tenemos:

$$x_0 = 30 \qquad y_0 = 1.608 \times 10^{-5}$$

$$x_1 = 35 \qquad y_1 = 1.655 \times 10^{-5}$$

$$y = \frac{1.655 \times 10^{-5} - 1.608 \times 10^{-5}}{35 - 30} (32.5 - 30) + 1.608 \times 10^{-5} = 1.6315 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Para el número de Prandtl tenemos:

$$x_0 = 30 \qquad y_0 = 0.7282$$

$$x_1 = 35 \qquad y_1 = 0.7268$$

$$y = \frac{0.7268 - 0.7282}{35 - 30} (32.5 - 30) + 0.7282 = 0.7275$$

Expansión volumétrica  $\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{273.15+32.5} = \frac{1}{305.65}$

Se determina el valor del número de Rayleigh.

$$Ra_s = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)S^3}{\nu^2} Pr$$

$$Ra_s = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2}) \left(\frac{1}{305.65 K}\right) (35 K - 30 K)(4 \times 10^{-3} m)^3}{(1.6315 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} (0.7275) = 28.07$$

El número de Nusselt.

$$Nu = \frac{hS}{k} = \left[ \frac{576}{\left(\frac{Ra_s S}{L}\right)^2} + \frac{2.873}{\left(\frac{Ra_s S}{L}\right)^{0.5}} \right]^{-0.5}$$

$$Nu = \left[ \frac{576}{\left(\frac{(28.07)(4 \times 10^{-3} m)}{0.01 m}\right)^2} + \frac{2.873}{\left(\frac{(28.07)(4 \times 10^{-3} m)}{0.01 m}\right)^{0.5}} \right]^{-0.5} = 5.43$$

$$Nu = \frac{hS}{K} \quad h = \frac{NuK}{S} \quad h = \frac{(5.43)(0.02606 \frac{W}{m \cdot ^\circ C})}{4 \times 10^{-3} m} = 35.37 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

Como se mencionó en el punto 4.2.1, se utilizó el mismo tubo aletado como condensador, evaporador y absorbedor, las dimensiones y la geometría es la misma para todos los elementos, por lo que algunos datos son los mismos como son:  $A_{\text{sin aleta}}$ ,  $A_{\text{aleta}}$ , y  $A_{\text{noaletada}}$ .

Se determina el calor total sin aletas mediante la Ley de enfriamiento de Newton.

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = hA_{\text{sin aleta}}(T_\infty - T_s)$$

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = (35.37 W/m^2 \cdot ^\circ C)(0.1571 m^2)(35 ^\circ C - 30 ^\circ C) = 27.78 W$$

La eficiencia de las aletas se determina con la ecuación siguiente y la gráfica de Gardner de la eficiencia mostrada anteriormente.

$$\varepsilon = \left(L + \frac{1}{2}t\right) \sqrt{\frac{h}{kt}} \quad \varepsilon = \left(0.01 \text{ m} + \frac{1}{2}(1 \times 10^{-3} \text{ m})\right) \sqrt{\frac{35.37 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}{(13.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})(1 \times 10^{-3} \text{ m})}} = 0.54$$

$$\eta_{fin} = 0.80$$

Se determina el calor para los tubos con aletas.

$$\dot{Q}_{aleta} = \eta_{aleta} \dot{Q}_{aleta,max} = \eta_{aleta} h A_{aleta} (T_{\infty} - T_s)$$

$$\dot{Q}_{aleta} = (0.80) \left(35.37 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right) (2.34 \times 10^{-3} \text{ m}^2) (35^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}) = 0.3310 \text{ W}$$

La transferencia de calor desde la porción no aletada del tubo es:

$$\dot{Q}_{no \text{ aletada}} = h A_{no \text{ aletada}} (T_{\infty} - T_s)$$

$$\dot{Q}_{no \text{ aletada}} = (35.37 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) (3.1416 \times 10^{-4} \text{ m}^2) (35^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}) = 0.0556 \text{ W}$$

El calor total se determina considerando el número total de aletas.

$$\dot{Q}_{total} = n(\dot{Q}_{aleta} + \dot{Q}_{no \text{ aletada}})$$

$$\dot{Q}_{total} = 500(0.3310 \text{ W} + 0.0556 \text{ W}) = 193.3 \text{ W}$$

La eficacia global del tubo aletado para el condensador y el absorbedor es:

$$\varepsilon_{aleta, en \text{ general}} = \frac{\dot{Q}_{total, aletas}}{\dot{Q}_{total, sin \text{ aletas}}} = \frac{193.3 \text{ W}}{27.78 \text{ W}} = 6.96$$

La tasa de transferencia de calor en el evaporador aumentó en un factor de 8 veces como resultado de la adición de aletas, mientras que para el condensador y absorbedor aumentó en un factor de 8.15 veces, por eso es común que se utilicen superficies aletadas.

### 4.3 Determinación del coeficiente de transferencia de calor en la parte interna de los intercambiadores de calor.

#### 4.3.1 Condensador.

Durante la condensación en tubos horizontales los flujos más importantes es la transición del flujo anular al flujo estratificado. La determinación del valor del coeficiente de transferencia de calor se determinó para un tubo aletado de acero inoxidable de 2 metros de longitud, con aletas transversales de espesor constante de un milímetro y un centímetro de altura de la aleta.

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor, Breber et al. [25] propusieron un método simple de predicción de patrón de flujo que depende de la velocidad másica  $j_g^*$  definida como:

$$j_g^* = \frac{xG}{[gd\rho_g(\rho_l - \rho_g)]^{1/2}} \quad (4.13)$$

Donde:

La calidad de vapor ( $x$ ), la velocidad másica específica ( $G$ ) en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\text{s}^{-1}$ , la aceleración gravitacional ( $g$ ) en  $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ , el diámetro del tubo ( $d$ ) en  $\text{m}$ , la densidad en fase líquida ( $\rho_l$ ) en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , la densidad en fase gas ( $\rho_g$ ) en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

El parámetro de Lockhart-Martinelli, es calculado por medio de las siguientes consideraciones.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \quad (4.14)$$

Donde

La viscosidad dinámica en fase líquida ( $\mu_l$ ) es en  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ , la viscosidad dinámica en fase gas ( $\mu_g$ ) en  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ .

El parámetro de Lockhart-Martinelli, permite definir el patrón de flujo con las siguientes consideraciones [26].

$$j_g^* > 1.5 X_{tt} < 1.0: \text{ neblina y anular} \quad (4.15)$$

$$j_g^* < 0.5 X_{tt} < 1.0: \text{ ondulado y estratificado} \quad (4.16)$$

$$j_g^* < 0.5 X_{tt} > 1.5: \text{ babosa} \quad (4.17)$$

$$j_g^* > 1.5 X_{tt} < 1.5: \text{ burbuja} \quad (4.18)$$

El número de Reynolds (Re) es un parámetro adimensional que indica si el flujo de un fluido es laminar o turbulento; para tubos circulares depende de la velocidad del fluido, del diámetro de la tubería y de la viscosidad cinemática del fluido. En las condiciones más prácticas se considera:

- Re < 2300 El flujo sigue un comportamiento laminar
- 2300 < Re < 4000 zona de transición
- Re > 4000 El fluido es turbulento

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la parte interna del condensador, se utiliza el parámetro de Lockhart-Martinelli, suponiendo una calidad de vapor (x) de 0.8:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1}$$

Para realizar los cálculos de la tabla A.9 propiedades del agua saturada de [22], se toman valores de la densidad líquido ( $\rho_l$ ) y vapor ( $\rho_g$ ) en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , además de la viscosidad dinámica ( $\mu$ ) en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ , a temperatura promedio de 32.5 °C, por lo que se lleva a cabo las interpolaciones respectivas.

Para densidad líquido ( $\rho_l$ ) se tiene:

$$\begin{array}{ll} x_0 = 30 & y_0 = 996 \\ x_1 = 35 & y_1 = 994 \end{array} \quad y = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0) + y_0$$

$$y = \frac{994-996}{35-30} (32.5 - 30) + 996 = 995 \text{ kg/m}^3$$

Para densidad líquido ( $\rho_v$ ) se tiene:

$$x_0 = 30 \quad y_0 = 0.0304$$

$$x_1 = 35 \quad y_1 = 0.0397$$

$$y = \frac{0.397-0.0304}{35-30} (32.5 - 30) + 0.0304 = 0.2137 \text{ kg/m}^3$$

Para la viscosidad dinámica ( $\mu$ ) se tiene:

$$x_0 = 30 \quad y_0 = 0.798 \times 10^{-5}$$

$$x_1 = 35 \quad y_1 = 0.720 \times 10^{-5}$$

$$y = \frac{0.720 \times 10^{-5} - 0.798 \times 10^{-5}}{35-30} (32.5 - 30) + 0.798 \times 10^{-5} = 0.759 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

Para la viscosidad dinámica ( $\mu_v$ ) se tiene:

$$x_0 = 30 \quad y_0 = 1.001 \times 10^{-5}$$

$$x_1 = 35 \quad y_1 = 1.016 \times 10^{-5}$$

$$y = \frac{1.016 \times 10^{-5} - 1.001 \times 10^{-5}}{35-30} (32.5 - 30) + 1.001 \times 10^{-5} = 1.0085 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1 - 0.8}{0.8} \right)^{0.9} \left( \frac{0.2137 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^{0.5} \left( \frac{7.59 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}{1.0085 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}} \right)^{0.1} = 5.16 \times 10^{-3}$$

Para predecir el flujo en transición que da la velocidad másica se utiliza:

$$j_g^* = \frac{xG}{[gd\rho_g(\rho_l - \rho_g)]^{1/2}}$$

Se determina el valor de la velocidad másica ( $G$ ) en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ , se determina con el flujo másico. El área del tubo se determinó anteriormente

$$A_{cil} = 2\pi rL$$

$$D_{tubo} = 2.3 \text{ cm} = 0.023 \text{ m} \quad r_{tubo} = 0.0115 \text{ m}$$

$$A_{cil} = 2\pi(0.0115\text{m})(2\text{m}) = 0.1445 \text{ m}^2$$

$$G = \dot{m} \left( \frac{1}{A} \right) = 0.081 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * \left( \frac{1}{0.1445 \text{ m}^2} \right) = 0.5605 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$j_g^* = \frac{(0.8)(0.5605 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}})}{\left[ \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (0.023 \text{ m}) (0.2173 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) (995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - 0.2173 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) \right]^{1/2}} = 0.0642$$

Para flujo laminar, el coeficiente de transferencia de calor promedio sobre todo el perímetro puede ser expresado por un Nusselt modificado

$$h_m = \Omega \left\{ \frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g i_{fg}}{\mu_l d \Delta T} \right\}^{1/4} \quad (4.19)$$

Donde el coeficiente  $\Omega$  depende de la fracción del tubo que es estratificado, Jaster y Kosky [27] demostraron que  $\Omega$  está relacionada con la fracción vacía de vapor  $\alpha_g$ :

$$\Omega = 0.728 \alpha_g^{3/4} \quad (4.20)$$

Donde

$$\alpha_g = \frac{1}{1 + [(1-x)/x](\rho_g/\rho_l)^{2/3}} \quad (4.21)$$

Con valores de  $X_{tt}$  y  $j_g^*$  se determina que la condensación se realiza en la fase anular. El coeficiente  $\Omega$  depende de la fracción de tubo que es estratificado:

$$\Omega = 0.728 \alpha_g^{3/4} \quad \text{y} \quad \alpha_g = \frac{1}{1 + [(1-x)/x](\rho_g/\rho_l)^{2/3}}$$

$$\alpha_g = \frac{1}{1 + \left[ \frac{1-0.8}{0.8} \right] \left( \frac{0.2137 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^{2/3}} = 1.00089$$

$$\Omega = 0.728(1.00089)^{\frac{2}{3}} = 0.7285$$

$$h_m = 0.7285 \left\{ \frac{\left( (0.619 \frac{W}{mK})^3 (995 \frac{kg}{m^3}) (995 \frac{kg}{m^3} - 0.2173 \frac{kg}{m^3}) (9.81 \frac{m}{s^2}) (2.43 \times 10^6 \frac{J}{kg}) \right)^{1/4}}{(7.59 \times 10^{-6} \frac{kg}{m^2 s}) (0.023 m) (278.15 K)} \right\} = 13412.92 \frac{W}{m^2 K}$$

### 4.3.2 Evaporador.

El evaporador es el elemento que realiza el intercambio de calor con el espacio a enfriar, por lo que la determinación del coeficiente de transferencia de calor es sumamente importante, se han reportado varias correlaciones para tratar las diferentes etapas del evaporador y los efectos del flujo de las fases de ebullición nucleada saturada y por el mecanismo de ebullición por convección forzada [28]. Las contribuciones hechas por los dos mecanismos son aditivas.

$$h_{TP} = S \cdot h_{nb} + F \cdot h_{sp,l} \quad (4.22)$$

Donde

El coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada ( $h_{nb}$ ) es en  $W \cdot m^{-2} K^{-1}$ , el coeficiente de transferencia de calor en convección forzada ( $h_{sp,l}$ ) en  $W \cdot m^{-2} K^{-1}$ , el factor de supresión (S), y el factor numérico de Reynolds (F).

La ebullición nucleada prevalece sobre la región de baja calidad y el coeficiente de transferencia de calor está esencialmente en el nivel de ebullición subenfriado establecido. Después el flujo anular es desarrollado, sin embargo, el coeficiente de transferencia de calor frecuentemente incrementa con el incremento de la calidad. La nucleación se suprime debido a la disminución del espesor de la película y al aumento resultante en el coeficiente de transferencia de calor como se puede ver en la siguiente Figura.



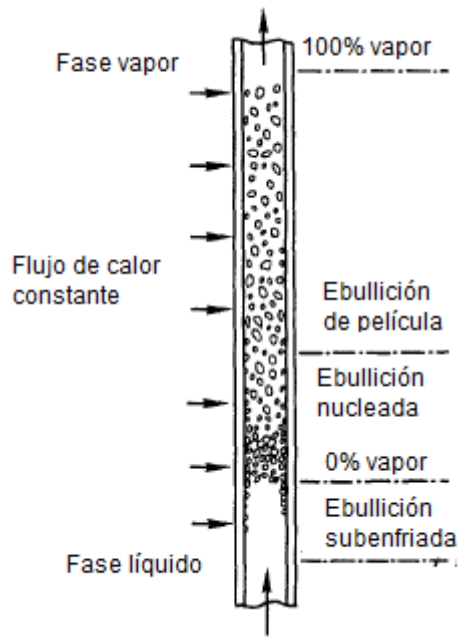


Figura 4.1 Fases de la ebullición flujo forzado [25].

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada  $h_{nb}$  se utiliza la ecuación de Foster y Zuber [29].

$$h_{nb} = 0.00122 \frac{k_l^{0.079} C_{p,l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{lg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \Delta T_e^{0.24} \Delta p_e^{0.75} \quad (4.23)$$

Donde:

La conductividad térmica ( $k$ ) es en  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$ , la tensión superficial ( $\sigma$ ) en  $\text{N/m}$ , el calor latente de vaporización ( $h_{lg}$ ) en  $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ , el incremento de temperatura ( $\Delta T_e$ ) en  $\text{K}$ , y el incremento de presión ( $\Delta p_e$ ) en  $\text{Pa}$ .

Mientras que para el coeficiente de transferencia de calor en convección forzada  $h_{sp,l}$  se utiliza la ecuación de Dittus y Boelter [30].

$$h_{sp,l} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h} \quad (4.24)$$

Donde

El diámetro hidráulico ( $D_h$ ) es en m, el número de Reynolds líquido ( $Re_l$ ), y el número de Prandtl líquido ( $Pr_l$ ).

Para determinar el coeficiente convectivo en el interior del evaporador, se utilizan varias correlaciones y valores de propiedades termodinámicas de la tabla A9 propiedades del agua saturada de [22], se toman valores de la densidad líquido y vapor en ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ), viscosidad dinámica en ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ ), conductividad térmica ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ), calor específico ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ), tensión superficial ( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ ) y calor latente de vaporización ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ), a temperatura promedio de  $21.5\text{ }^\circ\text{C}$ , por lo que se lleva a cabo las interpolaciones respectivas.

$$T_{prom} = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \qquad T_{prom} = \frac{(8+35)}{2} = 21.5\text{ }^\circ\text{C}$$

Para densidad líquido ( $\rho_l$ )

$$x_0 = 20 \qquad y_0 = 998 \qquad y = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0) + y_0$$

$$x_1 = 25 \qquad y_1 = 997$$

$$y = \frac{997 - 998}{25 - 20} (21.5 - 20) + 998 = 997.7\text{ kg/m}^3$$

Para densidad vapor ( $\rho_v$ )

$$x_0 = 20 \qquad y_0 = 0.0173$$

$$x_1 = 25 \qquad y_1 = 0.0231$$

$$y = \frac{0.0231 - 0.0173}{25 - 20} (21.5 - 20) + 0.0173 = 0.01904\text{ kg/m}^3$$

Para la viscosidad dinámica ( $\mu$ )

$$x_0 = 20 \qquad y_0 = 1.002 \times 10^{-3}$$

$$x_1 = 25 \qquad y_1 = 0.891 \times 10^{-3}$$

$$y = \frac{0.891 \times 10^{-3} - 1.002 \times 10^{-3}}{25 - 20} (21.5 - 20) + 1.002 \times 10^{-3} = 0.969 \times 10^{-3}\text{ kg/ms}$$

Para la viscosidad dinámica ( $\mu_v$ )

$$x_0 = 20 \quad y_0 = 0.973 \times 10^{-5}$$

$$x_1 = 25 \quad y_1 = 0.987 \times 10^{-5}$$

$$y = \frac{0.987 \times 10^{-5} - 0.973 \times 10^{-5}}{25 - 20} (21.5 - 20) + 0.973 \times 10^{-5} = 0.977 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

Conductividad térmica ( $k_l$ )

$$x_0 = 20 \quad y_0 = 0.598$$

$$x_1 = 25 \quad y_1 = 0.607$$

$$y = \frac{0.607 - 0.598}{25 - 20} (21.5 - 20) + 0.598 = 0.6007 \frac{W}{m K}$$

Calor específico líquido ( $Cp_l$ )

$$x_0 = 20 \quad y_0 = 4182$$

$$x_1 = 25 \quad y_1 = 4180$$

$$y = \frac{4180 - 4182}{25 - 20} (21.5 - 20) + 4182 = 4181.4 \frac{J}{kg K}$$

Tensión superficial ( $\sigma$ )

$$x_0 = 20 \quad y_0 = 7.36 \times 10^{-2}$$

$$x_1 = 25 \quad y_1 = 7.26 \times 10^{-2}$$

$$y = \frac{7.26 \times 10^{-2} - 7.36 \times 10^{-2}}{25 - 20} (21.5 - 20) + 7.36 \times 10^{-2} = 7.33 \times 10^{-2} \frac{N}{m}$$

El número de Prandtl ( $Pr_l$ )

$$x_0 = 20 \quad y_0 = 7.01$$

$$x_1 = 25 \quad y_1 = 6.14$$

$$y = \frac{6.14 - 7.01}{25 - 20} (21.5 - 20) + 7.01 = 6.75$$

Calor latente de vaporización ( $h_{lv}$ )

$$x_0 = 17.2 \quad y_0 = 2458518$$

$$x_1 = 23.7 \quad y_1 = 2443456$$

$$y = \frac{2443456 - 2458518}{25 - 20} (21.5 - 17.2) + 2458518 = 2445564.7 \text{ J/kg}$$

Para determinar  $h_{sp,l}$  primero se calcula el valor del número de Reynolds líquido ( $Re_l$ ) y el valor de la velocidad másica ( $G$ ), que se determinó anteriormente en la sección 4.3.1 y tiene un valor de  $G = 0.5605 \text{ kg/m}^2\text{s}$

El número de Reynolds líquido  $Re_l$  se determina mediante:

$$Re_l = \frac{(1-X)GD_h}{\mu_l} \quad (4.25)$$

$$Re_l = \frac{(1 - 0.68) \left( 0.5605 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \right) (0.023\text{m})}{0.969 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}} = 4.25$$

El coeficiente de transferencia de la convección forzada se determina:

$$h_{sp,l} = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{D_h}$$

$$h_{sp,l} = 0.023 (4.25)^{0.8} (6.75)^{0.4} \left( \frac{0.6007 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0.023 \text{ m}} \right) = 4.12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

En la determinación del factor del número de Reynolds (F), existen tres tipos de ecuaciones paramétricas. La más utilizada es la presentada por Collier [31], Groeneveld y Snoek [32], Yu et, al. [33], y es la que se utiliza para este caso.

$$F = \begin{cases} 2.35 \left( \frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736} & \text{si } 1/X_{tt} > 0,1 \\ 1 & \text{si } 1/X_{tt} \leq 0,1 \end{cases} \quad (4.26)$$

En el caso del factor del número de Reynolds, se utiliza el recíproco del parámetro de Lockhart-Martinelli permite definir el patrón de flujo, mencionado en la sección 4.3.1, suponiendo una calidad de vapor ( $x$ ) en el evaporador de 0.68:

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

$$X_{tt} = \left(\frac{1-0.68}{0.68}\right)^{0.9} \left(\frac{0.01904 \frac{kg}{m^3}}{997.7 \frac{kg}{m^3}}\right)^{0.5} \left(\frac{0.969 \times 10^{-3} \frac{kg}{ms}}{0.977 \times 10^{-5} \frac{kg}{ms}}\right)^{0.1} = 3.51 \times 10^{-3}$$

$$F = 2.35 \left(\frac{1}{3.51 \times 10^{-3}} + 0.213\right)^{0.736} = 150.65$$

Reynolds esta dado por:

$$Re = Re_l F^{1.25}$$

$$Re = (4.25)(150.65)^{1.25} = 2243.11$$

Para determinar el factor de supresión  $S$ , están disponibles seis tipos de ecuaciones paramétricas. La más utilizada es la que presentó Kolev (2007), [34].

$$S = \frac{1}{(1 + 0.12 Re_{TP}^{1.14})} \quad \text{para } Re_{TP} < 32.5 \quad (4.27)$$

Donde el número de Reynolds eficaz de dos fases ( $Re_{TP}$ ) está definido como:

$$Re_{TP} = Re_l F^{1.25} \times 10^{-4}$$

$$Re_{TP} = (2243.11)(10)^{-4} = 0.2243$$

Con el valor de  $Re_{TP}$  de 0.2243 se determina el factor de supresión.

$$S = \frac{1}{1 + (0.12)(0.2243)^{1.14}} = 0.979$$

Determinación del coeficiente de transferencia de calor de la ebullición nucleada se determina.

$$h_{nb} = 0,00122 \left[ \frac{k_l^{0,79} C_{p,l}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right] \Delta T_e^{0,24} \Delta p_e^{0,24}$$

$$h_{nb} = 0,00122 \left[ \frac{\left(0,6007 \frac{W}{mK}\right)^{0,79} \left(4181,4 \frac{J}{kgK}\right)^{0,45} \left(997,7 \frac{kg}{m^3}\right)^{0,49}}{\left(7,33 \times 10^{-2} \frac{N}{m}\right)^{0,5} \left(0,969 \times 10^{-3} Pa \cdot s\right)^{0,29} \left(2445564,7 \frac{J}{kg}\right)^{0,24} \left(0,01904 \frac{kg}{m^3}\right)^{0,24}} \right] (8 K - 10 K)^{0,24} (1073 Pa - 1228 Pa)^{0,24} = 6807,26 \frac{W}{m^2K}$$

Finalmente, la determinación del coeficiente de transferencia de calor de ebullición de flujo saturado se calcula:

$$h_{tp} = Sh_{nb} + Fh_{sp,l}$$

$$h_{tp} = (0,979) \left(6807,26 \frac{W}{m^2K}\right) + (150,65) \left(4,12 \frac{W}{m^2K}\right) = 7285 \frac{W}{m^2K}$$

### 4.3.3 Absorbedor.

Para el caso del absorbedor, en la actualidad existe poca información en la literatura respecto al diseño, por lo que se toma como guía el diseño de un absorbedor del tipo de carcaza y tubo de configuración cuadrada.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor convectivo en el interior del absorbedor, se utilizan varias correlaciones tomando como datos de entrada los siguientes:  $T_{ent,fluido} = 34 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $T_{sal,fluido} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ , temperatura de enfriamiento  $T_{enf} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Los datos de los intercambiadores se mencionaron en la sección 4.1.

Se calcula la temperatura media logarítmica a través de:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.28)$$

$$\Delta T_m = \frac{(34 - 25) - (30 - 25)}{\ln \frac{(34 - 25)}{(30 - 25)}} = 6.80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con el valor de la temperatura de enfriamiento de la tabla A.15 propiedades del aire a la presión de 1 atm., [22], se toman valores de las siguientes propiedades.

$$\begin{aligned} \rho &= 1.184 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & k &= 0.02551 \frac{\text{W}}{\text{m K}} & Pr &= 0.7296 \\ \mu &= 1.849 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} & C_p &= 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \end{aligned}$$

En base a la experiencia en la operación de equipos similares se considera el fluido de enfriamiento con un flujo de 15 kg/min, la cual será la base para los cálculos siguientes.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la parte interna ( $h_i$ ), primeramente, se determina el número de Reynolds mediante la correlación.

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} \quad (4.29)$$

Donde:

La velocidad ( $v$ ) es en m/s, y el diámetro interno del tubo ( $d_i$ ) es en m.

$$Re = \frac{(1.184 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(0.25 \frac{\text{m}}{\text{s}})(0.023 \text{ m})}{1.849 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} = 368.20$$

Para flujo turbulento se utiliza la ecuación 4.30 para determinar el número de Nusselt

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad \text{con } n = 0.4 \text{ para calentamiento.} \quad (4.30)$$

$$Nu = 0.023(368.20)^{0.8}(0.7296)^{0.4} = 2.29$$

El coeficiente de transferencia de calor en la parte interna ( $h_i$ ) se determina:

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} \quad (4.31)$$

$$h_i = 2.29 \frac{\left(0.02551 \frac{W}{mK}\right)}{(0.023 m)} = 2.54 \frac{W}{m^2K}$$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería es:

$$R_{ac} = \frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2\pi k_{ac}} \quad (4.32)$$

Donde:

El diámetro exterior del tubo ( $D_e$ ) es en m, el diámetro interior del tubo ( $D_i$ ) en m, y la conductividad del acero ( $k_{ac}$ ) en W/mK.

$$R_{ac} = \frac{\ln \frac{(0.025 m)}{(0.023 m)}}{2\pi \left(13.4 \frac{W}{mK}\right)} = 9.90 \times 10^{-4} \frac{mK}{W}$$

La resistencia térmica en el interior por unidad de longitud es:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (4.33)$$

$$R_i = \frac{1}{\pi(0.023 m)(2 m) \left(2.54 \frac{W}{m^2K}\right)} = 2.72 \frac{mK}{W}$$

Para la determinación de propiedades termodinámicas de la solución en el absorbedor se utilizan formulaciones presentadas en el artículo publicado por Manuel Conde-Petit [13]. Se presentan en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Valores de propiedades de la solución en el absorbedor.

Densidad kg/m <sup>3</sup>	1475
Viscosidad kg/ms	19.98x10 <sup>-3</sup>
Conductividad W/mK	5.27x10 <sup>-3</sup>
Capacidad calorífica kJ/kgK	2241



El calor latente de vaporización se toma de la tabla A9 propiedades del agua saturada de [22], en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ , a temperatura de saturación de  $30\text{ }^\circ\text{C}$ . Con un valor de  $2431\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ .

El coeficiente de transferencia de calor en la parte interna ( $h_e$ ) se determina:

$$h_e = 0.725 \left( \frac{\rho^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d N (T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4} \quad (4.34)$$

Donde:

El calor latente de vaporización ( $h_{fg}$ ) es en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ , la constante gravitacional ( $g$ ), y el número de tubos ( $N$ ).

$$h_e = 0.725 \left( \frac{\left( 1475 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)^2 \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \left( 2431 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \left( 5.27 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}} \right)^3}{\left( 19.98 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right) (0.025 \text{ m}) (1) (T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4}$$

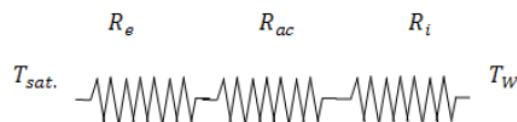
$$= 350.92 (T_{sat} - T_e)^{-1/4}$$

La resistencia térmica en el exterior por unidad de longitud se determina por:

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} \quad (4.35)$$

$$R_e = \frac{1}{350.92 (T_{sat} - T_e)^{-1/4} (1.32 \text{ m}^2)} = \frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{463.21}$$

Del perfil de resistencias en el absorbedor se tiene.



$$\frac{T_{sat} - T_e}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

$$\frac{30 - T_e}{\frac{30 - T_e^{1/4}}{463.21}} = \frac{T_e - T_i}{9.90 \times 10^{-4} \frac{mK}{W}} = \frac{T_i - 25}{2.72 \frac{mK}{W}}$$

$$463.21(30 - T_e^{1/4}) = \frac{T_e - T_i}{9.90 \times 10^{-4} \frac{mK}{W}} = \frac{T_i - 25}{2.72 \frac{mK}{W}} \quad (A4.1)$$

Igualando el segundo y tercer término de la ecuación (A4.1).

$$\frac{T_e - T_i}{9.90 \times 10^{-4} \frac{mK}{W}} = \frac{T_i - 25}{2.72 \frac{mK}{W}}$$

$$2747.47(T_e - T_i) = T_i - 25$$

$$T_i = 0.9996T_e + 9.18 \times 10^{-3} \quad (A4.2)$$

Igualando el primero y el tercer término de la ecuación (A4.1)

$$463.21(30 - T_e^{1/4}) = \frac{T_i - 25}{2.72 \frac{mK}{W}}$$

$$1259.93(30 - T_e^{1/4}) = T_i - 25$$

$$T_i = -1259.93 T_e^{\frac{3}{4}} + 37822.9 \quad (A4.3)$$

Se resuelven las ecuaciones (A4.2) y (A4.3)

$$T_i = 29.98 \text{ °C} \quad \text{y} \quad T_e = 29.99 \text{ °C}$$

Se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor externo.

$$h_e = 350.92 (T_{sat} - T_e)^{-1/4}$$

$$h_e = 350.92 (30 - 29.99)^{-1/4} = 1109.70 \frac{W}{m^2 \text{ °C}}$$

## 4.4 CÁLCULO DEL ÁREA TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL CONDENSADOR Y EVAPORADOR.

### 4.4.1 Condensador.

Del condensador se conocen las temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo respectivamente,  $T_{ent} = 70\text{ °C}$  y  $T_{sal} = 30\text{ °C}$ , además de la temperatura del aire que es de  $T_{aire} = 25\text{ °C}$  que es la misma en ambos extremos. Los datos de los intercambiadores de calor se presentaron en la sección 4.1.

Para el cálculo del área total de transferencia de calor, primeramente, se determina la temperatura por el método de la diferencia media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(70 - 25) - (30 - 25)}{\ln \frac{(70 - 25)}{(30 - 25)}} = 18.26\text{ °C}$$

Para determinar el coeficiente total de transferencia de calor  $U$  ( $\frac{W}{m^2\text{°C}}$ ), utilizamos la fórmula.

$$Q = UA\Delta T_{ml}$$

Donde:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{(13412.92 \frac{W}{m^2 K})(0.1445 m^2)} + \frac{\ln \frac{0.025 m}{0.023 m}}{2\pi (13.4 \frac{W}{m K})(2 m)} + \frac{1}{(35.37 \frac{W}{m^2 K})(1.32 m^2)}} \\ = 44.58 \frac{W}{m^2 K}$$

Con el valor de  $Q_{cond} = 127.9\text{ W}$  se determina el valor del área total de transferencia de calor por medio de la ecuación.

$$A = \frac{Q_{cond}}{UA\Delta T_{ml}}$$

$$A = \frac{127.9\text{ W}}{(44.58 \frac{W}{m^2 K})(291.41\text{ K})} = 9.85 \times 10^{-3}\text{ m}^2$$

#### 4.4.2 Evaporador.

Del evaporador solo se conocen dos temperaturas, la temperatura en la superficie  $T_{sup} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  y la temperatura del aire  $T_{aire} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Los datos de los intercambiadores de calor se dieron en el apéndice A1. Por solo conocer dos temperaturas, para determinar el área total de transferencia de calor, se utiliza la temperatura promedio.

$$T_{prom} = \frac{(T_{sup} + T_{aire})}{2} \quad T_{prom} = \frac{(25 + 10)}{2} = 17.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para determinar el coeficiente total de transferencia de calor  $U \left( \frac{W}{m^2 \text{ }^\circ\text{C}} \right)$ , utilizamos la fórmula.

$$Q = UAT_{prom}$$

Donde:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\left(7285 \frac{W}{m^2 K}\right) (0.1445 m^2)} + \frac{\ln \frac{0.025}{0.023}}{2\pi \left(13.4 \frac{W}{m K}\right) (2m)} + \frac{1}{\left(8.65 \frac{W}{m^2 K}\right) (1.32 m^2)}} \\ = 11.23 \frac{W}{m^2 K}$$

Con el valor de  $Q_{cond} = 239.2 \text{ W}$  se determina el valor del área total de transferencia de calor por medio de la ecuación.

$$A = \frac{Q_{cond}}{UA}$$

$$A = \frac{122 \text{ W}}{\left(11.23 \frac{W}{m^2 K}\right) (290.65 \text{ K})} = 0.037 \text{ m}^2$$

### 4.4.3 Absorbedor

Para calcular el área de transferencia de calor total, se utilizan los valores del perfil de resistencias en el absorbedor determinadas en la sección 4.3.3.

El coeficiente global de transferencia de calor se obtiene mediante la ecuación:

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$
$$U_e = \frac{1}{(1.32 \text{ m}^2) \left( 5.45 \frac{\text{mK}}{\text{W}} + 9.90 \times 10^{-4} \frac{\text{mK}}{\text{W}} + 6.83 \times 10^{-3} \frac{\text{mK}}{\text{W}} \right)} = 0.139 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en

absorbedores.  $\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{0.139 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} + 0.0002 \qquad U_{op} = 7.194 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación.

$$A_{total} = \frac{Q_{abs}}{U \Delta T_m} \qquad (4.43)$$

$$A_{total} = \frac{193 \text{ W}}{\left( 7.194 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right) (279.95 \text{ K})} = 0.096 \text{ m}^2$$

## 4.5 Resultados.

### 4.5.1 Convección natural en la parte externa.

Los resultados obtenidos para el evaporador fueron calculados con una temperatura promedio de 20 °C, para el caso del condensador y absorbedor en ambos casos la temperatura promedio fue de 32.5 °C, estos se muestran en la tabla (4.2).

Tabla 4.2. Valores de propiedades termodinámicas.

Tem. Prom. °C	Ra	Nu	h W/m <sup>2</sup> °C	Potencia W	Potencia s/aleta W
Evaporador 19	152.04	1.38	8.65	239.2	29.89
Condensador 32.5	28.07	5.43	35.37	193.3	27.78
Absorbedor 32.5	28.07	5.43	35.37	193.3	27.78

Como se muestra en la tabla 4.1, los intercambiadores de calor con aletas presentan mayor transferencia de calor en comparación con los intercambiadores sin aletas, en este caso para el evaporador es 8 veces mayor, mientras que para el condensador y evaporador es de 6.96 veces mayor. Esto se debe a que los intercambiadores con aletas tienen mayor área de transferencia.

La diferencia en los valores del coeficiente de transferencia de calor y las potencias presentadas, se deben a los valores obtenidos en la eficiencia de las aletas y a la conductividad térmica a las temperaturas de operación.

Los cálculos de los valores de las propiedades termodinámicas se presentan en el apéndice A.

La tabla (4.3) muestra los resultados obtenidos del área total de transferencia de calor.

Tabla 4.3 Área total de transferencia de calor.

	A (m <sup>2</sup> )
Condensador	9.85x10 <sup>-3</sup>
Evaporador	0.037
Absorbedor	0.096

## CAPÍTULO 5. CONSTRUCCIÓN.

### 5.1 Instrumentación.

El sistema de enfriamiento por absorción está compuesto principalmente por los equipos: evaporador, condensador, generador, absorbedor, bomba mecánica, válvula de expansión. Además, cuenta con equipos auxiliares como: manómetro digital, válvula reguladora, medidor de flujo y termopozos. Para poder realizar el ensamble del sistema, primero se llevó a cabo el modelado en tercera dimensión de cada elemento con la ayuda del software SolidWorks, como se muestra en la Figura 5.1, posteriormente se ensamblaron todos los elementos para formar el sistema.

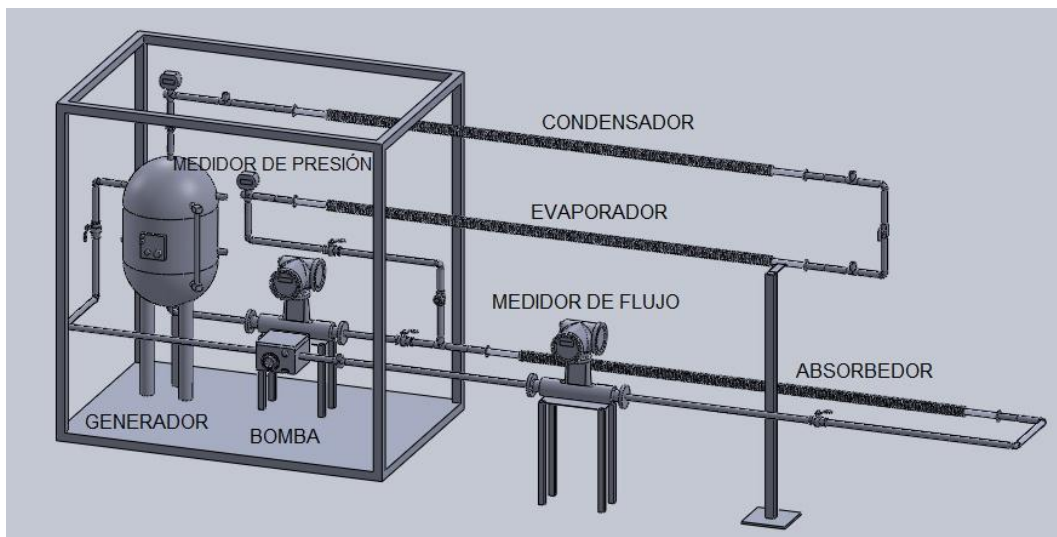


Figura 5.1 Imagen del sistema con SolidWorks.

### 5.2 Fotos de los instrumentos.

#### 5.2.1 Evaporador, absorbedor y condensador.

El evaporador, condensador y absorbedor están hechos de un tubo aletado de acero inoxidable 304, calibre 16 con las siguientes dimensiones: 2.36 metros de longitud, diámetro interno ( $D_i$ ) de 0.023 m, diámetro externo ( $D_e$ )

de 0.025 m, aletas transversales de espesor constante ( $t$ ) de 1 mm, altura de la aleta ( $L$ ) de 10 mm y la separación de aletas ( $S$ ) de 4 mm, como se muestra en las Figuras (5.2, 5.3 y 5.4).

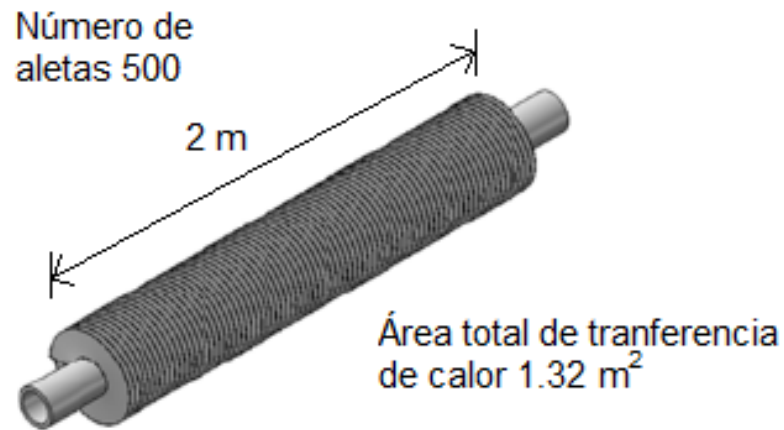


Figura 5.2 Esquema de tubo aletado de acero inoxidable cédula 316.

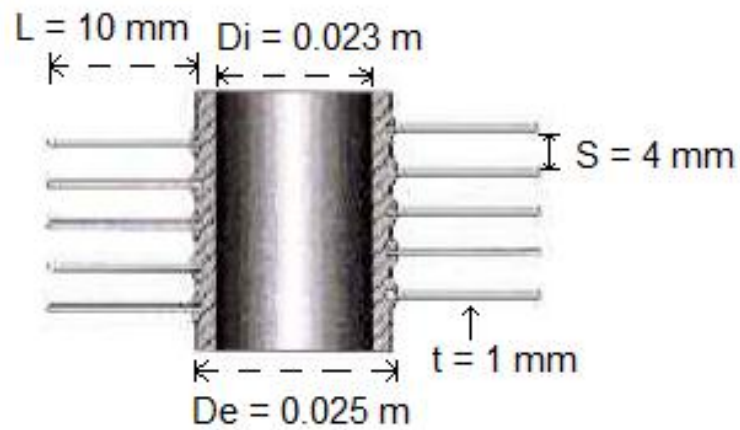


Figura 5.3 Dimensiones del tubo aletado.





Figura 5.4 Tubo aletado real de acero inoxidable.

### **5.2.2 Generador.**

El generador es un tanque cilíndrico de 30 centímetros de diámetro por 50 centímetros de alto, hecho de acero inoxidable 316 que tiene acoplada una mirilla y una resistencia eléctrica variable modelo TRX-05, y están completamente aislados como se muestra en la Figura (5.5).



Figura 5.5 Generador de acero inoxidable con resistencia eléctrica variable.

### **5.2.3 Bomba.**

Es una bomba marca Cole-Parmer modelo 75211-10, que opera en un rango de 50-50000 RPM (Revoluciones por minuto), y una potencia de 0.07

HP. Cuenta con motor de corriente directa e imán permanente incorporados para aplicaciones de largo plazo, como se muestra en la Figura (5.6).



Figura 5.6 Bomba.

#### 5.2.4 Válvula de aguja.

La válvula cuenta con un vástago cónico que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más conductos, es de acero inoxidable, como se muestra en la Figura (5.7).



Figura 5.7 Válvula de aguja.

### 5.2.5 Manómetro digital.

Este equipo permite medir la presión del fluido de trabajo en el interior del sistema. Se utiliza un manómetro digital marca Cole-parmer modelo 68935-20 con piezas humectadas de acero inoxidable 316, proporciona tres lecturas por segundo, pantalla LCD de tres dígitos. Como se muestra en la Figura (5.8).



Figura 5.8 Manómetro digital.

### 5.2.6 Válvula reguladora.

Esta válvula permite regular el paso de un fluido, puede estar completamente abierta o cerrada (ON-OFF); es de acero inoxidable tipo 316 con funda plástica al volante, maneja baja presión (125 lb), como se muestra en la Figura (5.9).



Figura 5.9 Válvula reguladora.

### 5.2.7 Medidor de Flujo.

Se utiliza un equipo marca Endress+Hauser modelo Proline Promass 83 F mostrado en la Figura (5.10). Este equipo permite hacer mediciones de flujo multivariables como son: densidad, temperatura y flujo másico; proporciona mediciones extremadamente precisas de líquidos y gases como son:

- Temperatura de fluidos de hasta 350 °C
- Presión de proceso hasta 100 bar
- Medición de flujo de masa hasta 2200 t/h

Este equipo no requiere de partes móviles o susceptibles a desgastes, de esta manera se evita la recalibración frecuente y mantenimientos periódicos.



Figura 5.10 Medidor de flujo.

### 5.2.8 Termopozo.

Es un conductor térmico tubular que soporta altas temperatura/presiones, está diseñado para proteger a los sensores de temperatura contra daños que puedan sufrir en algún proceso, por presión excesiva, velocidad del material y corrosión; permiten reemplazar sensores sin necesidad de vaciar el sistema, además de reducir la probabilidad de contaminación. Se elaboró en acero inoxidable 316 como muestra la Figura (5.11).



Figura 5.11 Termopozo.

La Figura 5.12 muestra una foto del ensamblaje del sistema de absorción con  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$ .



5.12 Imagen real del sistema de absorción.



## CÁPITULO 6. CONCLUSIONES.

### 6.1 Conclusiones.

En este trabajo se diseñó y se ensambló un sistema de enfriamiento por absorción utilizando tubos aletados en el condensador, evaporador y absorbedor con la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$ , y se llegaron a las siguientes conclusiones.

- Se pudo comprobar que la hipótesis planteada inicialmente no fue válida, ya que no se logró obtener teóricamente un COP mayor a 0.7, el COP máximo obtenido fue de 0.62.
- La simulación realizada, mostró que el sistema es más estable con la temperatura del evaporador de  $8^\circ\text{C}$ .
- En la simulación del sistema de enfriamiento por absorción, se utilizaron correlaciones para la determinación de algunas propiedades termo-físicas del  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$ , ya que para esta mezcla de trabajo no hay datos suficientes en la literatura. Los resultados obtenidos de las correlaciones no dejan de reflejar ciertas incertidumbres.
- La mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$  opera en el rango de temperaturas de  $65^\circ\text{C}$  a  $85^\circ\text{C}$ , fuera de ese rango presenta problemas de cristalización en el absorbedor.
- Los intercambiadores de calor de tubo aletado presentan una mayor eficiencia en la transferencia de calor que los tubos lisos, para el caso particular, el evaporador obtuvo una tasa de transferencia 8 veces mayor; mientras que para el condensador y absorbedor la tasa de transferencia fue 6.9 veces mayor.

## **6.2 Propuestas de mejora.**

- Se recomienda instalar un intercambiador de calor entre el generador y el absorbedor que permita precalentar la mezcla de trabajo antes de ingresar al generador, lo que permitirá hacer el sistema más eficiente y obtener un mejor COP.
- Se recomienda instalar un sub-enfriador entre el generador y el absorbedor que permita disminuir la temperatura a nivel de operación del absorbedor.

## Referencias.

- [1]. Kiyam Parham, Ugur Atikol, Mortaza Yari y O. Phillips. Evaluation and Optimization of single stage Absorption Chiller Using (LiCl-H<sub>2</sub>O) as the Working pair. Advances in Mechanical Engineering. (2013)  
<https://www.dx.doi.org/10.1155/2013/683157>
- [2]. L.A. Domínguez-Inzunza, M. Sandoval Reyes, J.A. Hernández-Magallanes y W. Rivera. Comparison of the performance of single effect, half effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H<sub>2</sub>O-LiBr. Energy Procedia (2014) 2534-2543.
- [3]. Santamouris M, Argiriou A. Renewable energies and energy conservation technologies for buildings in southern Europe. Int J Sol Energy (1994) 15:69-79
- [4]. Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici, General review of solar-powered closed sorption refrigeration system, Energy Conversion and Management 105 (2015) 403-422.
- [5]. Gildardo Yáñez. Refrigerantes Hidrofluorocarbonos.  
<https://www.gildardoyanez.com/refrigerantes/hfc/> (15-09-2018).
- [6]. Makower J., Perninck R., Clean Energy Trends 2005, Clean Edge. The clean-tech market authority. [www.cleantech.com](http://www.cleantech.com) (27-10-18)
- [7]. Da-Wen Sun. Comparison of the Performance of N<sub>3</sub>H- H<sub>2</sub>O, N<sub>3</sub>H- LiNO<sub>3</sub> and N<sub>3</sub>H- NaSCN Absorption Refrigeration System. Energy Convers, Mgmt (1998) 357-368
- [8]. ASHRAE, Handbook of Fundamentals. (1997) American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta United States
- [9]. R. M. Barragan, C. L. Heard and V. M. Arellano. Experimental performance of the water/calcium chloride system in a heat transformer, International journal of energy research. (1996) Vol. 20 651-661
- [10]. Rosa María Barragán Reyes, Víctor Manuel Arellano Gómez, Alfonso García-Gutiérrez. Performance modelling of single and double absorption heat transformers. Current Applied Physics. 10 (2010) 244-288



- [11]. R. Lizarte, M. Izquierdo, J.D. Marcos, E. Palacios. An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr- H<sub>2</sub>O absorption chiller prototype for residential use. *Energy build* 47 (2012) 1-11.
- [12]. Jian Sun, Lin Fu, Shigang Zhang. A review of working fluids of absorption cycles, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 1899-1906.
- [13]. Manuel Conde-Petit. Aqueous solutions of lithiums and calcium chlorides: Property formulations for use in air conditioning equipment design. (2014) M. CONDE ENGINEERING.
- [14]. Omar Kefia, Mustapha Merzouk, Nachida Kasbadji Merzouk, Said El Metenan. Performance of a single Effect Solar Absorption Cooling System (LiBr-H<sub>2</sub>O), *Energy Procedia* 74 (2015) 130-138.
- [15]. R. Best, W. Rivera. A review of thermal cooling system, *Applied Thermal Engineering* 75 (2015) 1162-1175.
- [16]. Khaled Bataineh, Yazan Taamneh. Review and recent improvements of solar sorption cooling systems, *Energy and Buildings* 128 (2016) 22-37.
- [17]. Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional (PRODESEN 2016-2030), página 18.
- [18]. Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI), portal de internet [www.inegi.org.mx/temas/estructura/default.html#Informacion\\_general](http://www.inegi.org.mx/temas/estructura/default.html#Informacion_general) (17-10-2018).
- [19]. Ley de transición energética, Secretaría de Energía. Artículo tercero transitorio, 24 de diciembre de 2015.
- [20]. Yunus Cengel, Afshin Ghajar, Capítulos 6, 9, 10, 11, Apéndice 1, *Transferencia de calor y masa*, cuarta edición McGraw-Hill, (2011)
- [21]. Kenneth Wark, Jr., Donald E. Richards, Capítulos 6, 8, 9, *Termodinámica*, sexta edición McGraw-Hill/Interamericana de España, S. A. U. (2001).

- [22]. G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel. Design and construction of a LiBr-H<sub>2</sub>O absorption machine. *Energy Conversion and Management* (2003) 2483-2508
- [23]. J. M. Smith, H. C. Van Ness, M. M. Abbott, Capítulo 2, Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química, quinta edición McGraw-Hill, (1996).
- [24]. J. A. Hernández-Magallanes, L. A. Domínguez-Inzunza, G. Gutiérrez-Urueta, P. Soto, C. Jiménez, W. Rivera. Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture. *Energy* 78 (2014) 685-692.
- [25]. Breber G., Palen J.W., Taborek J., Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria, *Journal of Heat Transfer*, 102 (1980) 471-476.
- [26]. Sadick Kakac, Hongtan Liu, Capítulos 2, 7, Heat exchanger, selection, rating and thermal design, second edition CRC Press, (2002)
- [27]. Jaster H., Kosky P.G., Condensation heat transfer in a mixed flow regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 19, (1976) 95-99.
- [28]. Weiwei Chen, Xiande Fang. A note on the Chen correlation of saturated flow boiling heat transfer, *International Journal Refrigeration*, 48, (2014), 100-104.
- [29]. Forster, H. K. and Zuber, N., Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer, *AIChE J.*, 1(4), (1955), 531.
- [30]. Dittus, F. W., Boelter, L.M.K. Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, vol. 2. University of California. Engineering Berkeley, (1930), 443-461.
- [31]. Collier, J.G., Forced convection boiling. In: Bergles, A.E., Collier, J.G., Delhaye, J.M., Hewitt, G.F., Mayinger, F. (Eds.), *Two-phase Flow the Heat Transfer in the Power and Process Industries*, Hemisphere Publishing Corp., Washington, D.C. Chap 8, (1981).
- [32]. Groeneveld, D.C., Snoek, C.W., A comprehensive examination of heat transfer correlations suitable for reactor safety analysis. *Multiph Sci. Technol.* 2, (1986), 181-274.

[33]. Yu, W., France, D.M., Wambsganss, M.W., Hull, J.R., Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube. *Int. J. Multiph. Flow* 28 (6), (2002), 927-941.

[34]. Kolev, N.I., *Multiphase Flow Dynamic 2: Thermal and Mechanical Interactions*, third ed. Springer Verlag, Berlin. (2007).

[35]. Cañadas M.N., Torres J.A. Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico. Tesis de licenciatura. Universidad de el Salvador, (2010).

## APÉNDICE A

Correlaciones para determinar valores de las propiedades termodinámicas de la solución H<sub>2</sub>O-CaCl<sub>2</sub>.

### A.1 Presión de vapor.

Para determinar la presión de vapor se utiliza la siguiente ecuación general.

$$\pi = \frac{P_{sol}(\xi, T)}{P_{H_2O}(T)} = \pi_{25} f(\xi, \theta) \quad (A.1.1)$$

Donde

$$f(\xi, \theta) = A + B\theta \quad (A.1.2)$$

$$A = 2 - \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_0} \right)^{\pi_1} \right]^{\pi_2} \quad (A.1.3)$$

$$B = \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_3} \right)^{\pi_4} \right]^{\pi_5} - 1 \quad (A.1.4)$$

$$\pi_{25} = 1 - \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_6} \right)^{\pi_7} \right]^{\pi_8} - \pi_9 e^{-\frac{(\xi-0.1)^2}{0.005}} \quad (A.1.5)$$

Tabla A 1 Parámetros para la ecuación de presión de vapor (VLE).

$\pi_0$	0.31	$\pi_5$	0.49
$\pi_1$	3.698	$\pi_6$	0.478
$\pi_2$	0.60	$\pi_7$	-5.20
$\pi_3$	0.231	$\pi_8$	-0.40
$\pi_4$	4.584	$\pi_9$	0.018

### A.2 Densidad de la solución acuosa del agua cloruro de calcio.

La ecuación para el cálculo de la densidad relativa (a agua líquida saturada a la misma temperatura) puede representarse mediante una única función cúbica del disolvente soluto en relación de la fracción másica.

$$\rho_{sol}(\xi, T) = \rho_{H_2O}(T) \sum_{i=0}^3 \rho_i \left(\frac{\xi}{1-\xi}\right)^i \quad (A.2.1)$$

Tabla A1.2 Parámetros de la ecuación de densidad

$\varphi_0$	1.0
$\varphi_1$	0.836014
$\varphi_3$	-0.436300
$\varphi_4$	0.105642

### A.3 Capacidad calorífica de la solución acuosa del agua cloruro de calcio.

La ecuación para el cálculo de la capacidad térmica específica de la solución tiene la siguiente forma general.

$$Cp_{sol}(\xi, T) = Cp_{H_2O}(T)x(1 - f_1(\xi)xf_2(T)) \quad (A.3.1)$$

La función  $f_1(\xi)$  describe los efectos de la concentración de sal sobre la capacidad térmica específica para todo el rango del cloruro de calcio.

$$f_1(\xi) = A\xi + B\xi^2 + C\xi^3 \quad (A.3.2)$$

Y  $f_2(T)$  se da como:

$$f_2(\theta) = F\theta^{0.02} + G\theta^{0.04} + H\theta^{0.06} \quad (A.3.3)$$

Con 
$$\theta = \frac{T}{228} - 1 \quad (A.3.4)$$

Tabla A 1.3 Parámetros de las ecuaciones para la capacidad térmica específica de las soluciones acuosas de cloruros de calcio.

A	B	C	D	E	F	G	H
1.63799	-1.69002	1.05124	0	0	58.5225	-105.6343	47.7948

#### A.4 Entalpía diferencial de disolución acuosa del agua cloruro de calcio.

La ecuación para determinar la entalpía de disolución tiene la forma general:

$$\Delta h_d = \Delta h_{d,0} \left[ 1 + \left( \frac{\zeta}{H_1} \right)^{H_2} \right]^{H_3} \quad (\text{A.4.1})$$

donde  $\zeta$  se define a partir de la fracción de masa de sal como:

$$\zeta = \frac{\xi}{H_4 - \xi} \quad (\text{A.4.2})$$

La referencia  $\Delta h_{d,0}$  está relacionada con la temperatura como:

$$\Delta h_{d,0} = H_5 + H_6 \theta \quad (\text{A.4.3})$$

Los parámetros  $H_i$  para estas ecuaciones se dan en la Tabla A.3.2

Tabla A.1.4 Parámetros de la entalpía diferencial de ecuaciones de dilución para solución de cloruro de calcio.

	H <sub>2</sub> O-CaCl <sub>2</sub>
$H_1$	0,855
$H_2$	-1,965
$H_3$	-2,265
$H_4$	0,8
$H_5$	-955,690
$H_6$	3011,974



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

Jefatura de Posgrado en Sustentabilidad Energética



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

Cuernavaca, Morelos, a 08 de febrero 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 "DISEÑO Y ENSAMBLAJE DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO UTILIZANDO AGUA-CLORURO DE CALCIO" que presenta el alumno **MODESTO AVILÉS FLORES**, para obtener el título de **MAESTRÍA EN SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ	Aprobado	
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN	Aprobado	
DR. ANTONIO RODRÍGUEZ MARTÍNEZ	Aprobado	
DR. JONATHAN IBARRA BAHENA	Aprobado	
DR. JESÚS CEREZO ROMÁN	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.

DSJ\*MLGE/nmc.

Av. Universidad 1001 Col. Chamilpa, Cuernavaca Morelos, México, 62209.  
Tel. (777) 329 70 00, Ext. 6212 / correo: merle.garcia@uaem.mx

