



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – SISTEMAS ENERGÉTICOS

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA DE
ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN OPERADO CON
ENERGÍA SOLAR

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRA EN INGENIERÍA

PRESENTA:
MARSEYI GUTIÉRREZ GONZÁLEZ

TUTOR:
DR. VÍCTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA
INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES (IER-UNAM)

TEMIXCO, MORELOS - 2018

TEMIXCO, MORELOS, JUNIO, 2018



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Índice general

Índice de figuras	III
Índice de tablas	v
1. Introducción	1
1.0.1. Justificación	2
1.0.2. Objetivos	2
2. Marco teórico	5
2.1. Refrigeración	5
2.1.0.1. Antecedentes y medio ambiente	6
2.1.0.2. Fluidos refrigerantes	8
2.1.0.3. Tecnologías de enfriamiento	11
2.1.0.4. Principios termodinámicos	14
2.1.0.5. Ciclos termodinámicos	15
2.1.0.6. COP	17
2.2. Estado del arte	17
3. Descripción del sistema de refrigeración por absorción	23
3.1. Componentes del sistema	23
3.1.1. Intercambiadores de coraza y tubo	23
3.1.1.1. Generador del sistema	23
3.1.1.2. Absorbedor principal del sistema	24
3.1.1.3. Absorbedor auxiliar del sistema	25
3.1.2. Intercambiadores de calor de placas	25
3.1.2.1. Condensador	27
3.1.2.2. Evaporador	27
3.1.2.3. Economizador	28
3.1.3. Rectificador	28
3.1.4. Tanque de almacenamiento	30

3.2.	Armado del sistema	30
3.3.	Instrumentación del sistema	32
3.4.	Pruebas preliminares del sistema	35
3.4.1.	Prueba de resistencia a la presión.	35
3.5.	Descripción operativa del sistema	36
3.6.	Descripción de los subsistemas auxiliares	37
3.7.	Procedimiento de operación del sistema	38
3.7.1.	Procedimiento de arranque del sistema	38
3.7.2.	Procedimiento de paro del sistema	39
3.7.3.	Procedimiento de paro por emergencia	40
4.	Cálculo teórico	41
4.1.	Ecuaciones de balances de los componentes del sistema	41
4.2.	Resultados teóricos del sistema.	44
5.	Resultados	49
5.1.	Perfiles de temperatura, presión y flujo másico del equipo	49
5.2.	Capacidades térmicas de los componentes del sistema	58
6.	Conclusiones y Recomendaciones	61
6.1.	Conclusiones	61
6.2.	Recomendaciones	63
7.	Anexos	65
7.1.	Calibración de sensores	65
7.2.	Circuito auxiliar de agua fría para los absorbentes	68
7.3.	Preparación y carga de la mezcla amoníaco-agua	69
7.4.	SRA puesta en marcha	70
	Referencias	71

Índice de figuras

2.1. Enfriamiento por compresión mecánica.	11
2.2. Enfriamiento por sorción intermitente.	12
2.3. Enfriamiento por sorción continuo.	13
2.4. (a)Diagrama T-S ciclo de Carnot; y (b) Dirección del flujo de calor.	15
2.5. (a)Diagrama T-S ciclo inverso de Carnot; y (b) Dirección del flujo de calor.	16
2.6. Representación esquemática del destilador Zavaleta-Aguilar y Simões Moreira (2015).	18
2.7. Representación esquemática de la absorción del refrigerante Giannetti <i>et al.</i> (2015).	19
3.1. Generador del sistema de refrigeración.	24
3.2. ABS.	25
3.3. ABS1.	26
3.4. Intercambiador de calor de placa.	26
3.5. Sensores: (a)Serpentín; (b) Mamparas; (c) Rectificador	29
3.6. Tanque de almacenamiento.	30
3.7. Vista frontal.	31
3.8. Vista posterior.	32
3.9. Sensores: (a)RTD'S; (b) Transductor de presión; (c) Flujometro de propela y (d) Sensor de efecto coriolis.	33
3.10. Distribución de los sensores.	34
3.11. Prueba de presión: (a)Presión zona de baja; (b) Presión zona de alta	35
3.12. Diagrama para las ecuaciones de balance.	36
3.13. (a) Sistema de calentamiento solar; (b) Sistema de calentamiento auxiliar	37
3.14. (a) Sistema de agua helada; (b) Sistema de torre de enfriamiento húmedo	38
4.1. Diagrama para las ecuaciones de balance.	42

4.2.	(a)Temperatura de generación vs COP; y (b)Temperatura de generación vs Y_{NH_3} .	45
4.3.	(a)Temperatura de condensación vs COP; y (b)Presión vs Y_{NH_3} .	46
4.4.	Temperatura de absorción vs COP y X_{NH_3} .	47
5.1.	Perfil de presión en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba	50
5.2.	Perfil de temperatura del generador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba	52
5.3.	Perfil de temperatura del absorbedor en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba	53
5.4.	Perfil de temperatura del condensador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba	54
5.5.	Perfil de temperatura del evaporador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba	55
5.6.	Perfil de temperatura del economizador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba	56
5.7.	Perfil de temperatura del rectificador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba	57
7.1.	Instrumentos : (a)Tarjeta; (b) Adquisidor; y (c) Computadora	65
7.2.	Software VEE..	66
7.3.	Termo pozo	66
7.4.	Instrumentos : (a)Patrón de presión (Endress+Hauser) y (b) Arreglo de sensores de presión.	67
7.5.	Instrumentos : (a)Coriolis; (b)Sensores de flujo de propela; y (c) Arreglo de los flujometros.	68
7.6.	Circuito de agua fria para los absorbedores y el condensador.	69
7.7.	Carga de la solución.	70
7.8.	SRA en funcionamiento.	70

Índice de tablas

2.1. Descripción de fluidos refrigerantes para sistemas de compresión	9
2.2. Descripción de fluidos refrigerantes para sistemas por sorción.	10
3.1. Descripción del condensador.	27
3.2. Descripción del evaporador.	27
3.3. Descripción del economizador.	28
4.1. Potencia y Cop de diseño	48
4.2. Condiciones de diseño	48
5.1. Comparación de resultados teoricos y experimentales.	58
5.2. Comparación de flujos máxicos teoricos y experimentales.	59

Introducción

La necesidad de conservación de alimentos, medicamentos, entre otros, ha llevado al hombre a buscar procesos de enfriamiento como solución a la problemática de mantenerlos en buen estado, en el caso de los alimentos y que los compuestos no pierdan su eficacia, por ejemplo en las vacunas. El proceso de enfriamiento consiste en reducir y mantener la temperatura de un espacio o material por abajo de la temperatura del ambiente Pilatowsky *et al.* (1993).

El consumo de recursos energéticos como el petróleo, el gas natural, el carbón y las fuentes renovables ha crecido de manera desproporcionada, y depende básicamente de tres factores: la población, la economía y el consumo de energía per cápita Hassan y Mohamad (2012). En el 2016 el consumo de energía per cápita fue de 74.75 GJ, 6.1 % mayor respecto al año anterior. Mientras que la población mexicana creció 1.0 % de 2015 a 2016, pasando de 121 a 122 millones de habitantes. Por lo tanto, el consumo de electricidad per cápita, aumento 3.5 % respecto al año 2015 SENER (2015). Debido a esto, el uso de combustibles fósiles aumenta y en consecuencia aumenta la emisión de gases de efecto invernadero, uno de los cuales es el CO_2 . Este es un gas que se ha incrementado de manera desproporcionada por el consumo desmedido de hidrocarburos y es responsable del 63 % del calentamiento global causado por el hombre; el metano (CH_4) es responsable del 19 % del calentamiento global y el óxido nitroso (N_2O) del 6 % Commission (2017).

La electricidad es el sistema de energía más común usada en las edificaciones. Y la refrigeración en los hogares es un factor determinante en el consumo de electricidad. Del consumo total eléctrico de una edificación, el 60 % se utiliza para equipos de aire acondicionado, donde el clima es extremo (Kemajo,2012). Es por ello que se han buscado tecnologías eficientes y de bajo consumo de energía, que puedan resolver este problema; y un ejemplo de esto es la refrigeración solar.

El Sol es una fuente inagotable de energía para el hombre. Es una fuente limpia,

abundante y disponible en la mayor parte de la superficie terrestre Salgado (2008). Pero posee algunas limitaciones dados el carácter estocástico e intermitente debido a las nubes y la rotación de la tierra Chwieduk (2012). Aunque esto es una desventaja, los sistemas de refrigeración solar pueden trabajar con esta fuente de energía además de la geotermia, el calor de desecho, el quemador a fuego directo, entre otras; usando la energía térmica para su funcionamiento.

1.0.1. Justificación

En la actualidad cada vez se carece de más necesidades, dado que, la población crece y por lo tanto, la demanda del consumo de los energético también. Los energéticos son recursos no renovables y además la quema de estos, crea un desbalance en el ambiente. Es por eso que hay grandes intereses en disminuir el consumo de estos, buscando alternativas que den solución al problema y también satisfacer las necesidades de la población humana.

El tema de enfriamiento es un punto muy importante debido a la gran demanda de necesidades. México es un país con buen recurso solar para las tecnologías de enfriamiento por sorción. Es por eso, que se desarrolla este tipo de tecnología, además de que contribuye con la disminución el TEI en comparación con los de compresión.

Es por eso que se evaluó un sistema de refrigeración por absorción (S.R.A.) con la mezcla de amoníaco-agua con una capacidad nominal de 10 kW. El diseño del equipo son intercambiadores de calor de película descendente y placas corrugadas. La principal fuente de energía de este equipo es térmica, que lo hace atractivo debido a su bajo consumo de energía eléctrica. Además, la mezcla usada tiene un efecto nulo en contaminación, en otras palabras, es amigable con el ambiente. Por otro lado es fácil de conseguir, considerando su bajo costo comparado con otras mezclas.

1.0.2. Objetivos

General

Construcción y evaluación de un sistema de enfriamiento por absorción que trabaja con la mezcla amoníaco-agua.

Particulares

- Arreglo espacial del ciclo de refrigeración para la integración de los equipos.
- Armado del sistema de refrigeración por absorción.

- Diseño y armado de los subsistemas del ciclo de refrigeración.
- Instrumentación del sistema de refrigeración por absorción.
- Balance de masa y energía para cada componente del sistema.
- Pruebas experimentales del sistema.
- Análisis de los datos experimentales obtenidos de las pruebas.

Marco teórico

2.1. Refrigeración

En la refrigeración, existen diferentes procesos para generar temperaturas por de bajo del ambiente; los más comunes son por compresión y por sorción. El término sorción, se usa para clasificar a los ciclos de refrigeración, que tienen relación con procesos físicos y químicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos o gases y sólidos Adolfo (2011), es decir, existen dos o más compuestos. Por lo tanto, un sistema por sorción se bifurca en un ciclo por adsorción y absorción. La característica principal que clasifica a estos ciclos, es la solución de trabajo, en otras palabras, si se lleva a cabo una absorción o adsorción. El término adsorción, lo determina el compuesto adicional que se usa para adsorber al refrigerante, esto es, cuando es únicamente superficial (un ejemplo, el agua que se pone en contacto con una esponja y este es adsorbido), de manera que, los compuestos pueden separarse fácilmente. En cambio si es un ciclo por absorción (por ejemplo, el amoníaco absorbido por el agua), los componentes se mezclan y es más complicado separarlos.

La característica sobresaliente de un sistema de refrigeración que opera bajo el ciclo de sorción, es que la energía necesaria para mantener el proceso de enfriamiento se suministra principalmente en forma de calor Adolfo (2011). El ciclo de refrigeración por sorción es similar al ciclo de refrigeración por compresión mecánica, con la salvedad de que hay una compresión térmica en vez de una compresión mecánica Salgado (2008).

En las industrias los sistemas por sorción, pueden ser mejores que los de compresión, puesto que, estos sistemas pueden utilizar el calor de desecho y su consumo de energía eléctrica es muy bajo comparado con lo de compresión mecánica Farshi *et al.* (2014); Zavaleta-Aguilar y Simões Moreira (2015). Las únicas desventajas de estos sistemas es que tienen más componentes que un sistema por compresión; el tamaño

y el costo de los intercambiadores son grandes, dada la complejidad de estos. Aunque esta tecnología ya es usada, hay una amplia investigación en el comportamiento de estos equipos. El absorbedor usualmente es el elemento más grande de las máquinas de absorción debido a su bajo coeficiente de transferencia de masa y calor, y es lo que determina el diseño final de todo el sistema Castro *et al.* (2009). Sin embargo, la integración de calefacción y refrigeración en un mismo equipo provoca una disminución en los costos de inversión y, adicionalmente, en los costos de operación Salgado (2008).

Los sistemas de enfriamiento son también llamados bombas de calor. Este nombre es debido, a que se extrae calor de una fuente fría para cederlo a una fuente caliente. Para hacer posible esto, es necesario que haya una diferencia de presión en el ciclo, en otras palabras, tener en el circuito una línea de baja presión y una línea de alta presión, lo que es vital para este proceso de enfriamiento. Para lograr esta diferencia, se aumenta la temperatura en el equipo con el suministro de energía térmica, que en este caso, es la variable principal que controla la presión, además de otros factores.

2.1.0.1. Antecedentes y medio ambiente

Desde los tiempos más remotos el hombre conoció, en un nivel empírico, el uso de los espacios cerrados que, debido a su disposición, permitían conservar determinados alimentos a una temperatura menor que la del medio. Por lo general, dichos espacios eran cavernas que al tener entrada y salida de corrientes de aire natural permitían este milagro de conservación. Por lo que, el hombre prehistórico adoptó estos recintos y comenzó a almacenar grandes trozos de carne para resguardarlos de la acción de los rayos solares. Primero los secaba para eliminar la grasa, y después los cubría con tierra para evitar la rápida putrefacción. Para que así, en los tiempos en que la caza escaseaba, podían obtener alimento de esta reserva de carne Moya (2012).

La producción de frío mediante la mezclas de ciertas sales con agua ya era conocida desde muy antiguo, la primera referencia escrita es de Ibn Abi Usaibia en el siglo IV. Por otro lado, durante la primera parte del siglo XIX, se desarrollaron máquinas para la compresión de vapor y se probaron muchos fluidos como refrigerantes, entre los que sobresalieron el amoníaco, bióxido de carbono, bióxido de azufre, cloruro de metilo y en cierta medida, algunos hidrocarburos Plazas (2012). En 1834 Jacob Perkins o también conocido como el padre de la refrigeración, diseñó la primera máquina de refrigeración en la compresión de vapor, empleando el eter como refrigerante Salgado (2008). Y en 1856 se diseñó la primera máquina doméstica de absorción discontinua usando el amoniaco como refrigerante y el agua con absorbente Torrella (2015). La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de

absorción con ciclo amoniaco-agua comienza a principios del siglo XIX y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo agua-Bromuro de Litio tiene lugar a principio de los 50 Cano (2001).

Entre los años veinte y treinta del siglo XX cuando se desarrolló la máquina de refrigeración por adsorción, en 1927 la firma Copeland y la corporación americana Silica-Gel Corp. presentaron una máquina de refrigeración por adsorción con silicagel, desplazada rápidamente por la aplicación de los compuestos CFC, descubiertos en aquella época en los sistemas de refrigeración por compresión. Una de las razones más notables para su sustitución fue el carácter intermitente de su funcionamiento Torrella (2015).

Los sistemas de enfriamiento generan cierta cantidad de gases contaminantes y el factor que determina con mayor exactitud la incidencia sobre el medio ambiente de una máquina o proceso, es el TEI (Total Environmental Impact). La Agencia Internacional del Medio Ambiente ha determinado que el 98 % de TEI de una planta frigorífica se debe a la emisión de gases que se originan en la producción de energía eléctrica y 7.15 % (bombas, ventiladores, etc) en las de absorción respecto a la compresión mecánica Salgado (2008). Los parámetros que engloban el TEI son:

- ODP (Potencial de destrucción de ozono)
- GWP (Potencial de calentamiento global-efecto invernadero)
- Consumo de los equipos (COP)
- Vida atmosférica
- Carga de los equipos (Refrigerantes)
- Emisiones de los equipos

Hasta ahora existen investigaciones para mejorar el rendimiento de estos sistemas de enfriamiento. Muchas de estas, se basan en la geometría, número de intercambiadores, entre otras configuraciones más, además de la búsqueda de fluidos refrigerantes que no corroan los materiales, que sean amigables con el medio ambiente o que su impacto ambiental sea bajo, entre otros.

2.1.0.2. Fluidos refrigerantes

Un fluido refrigerante es aquel cuya misión es la de absorber calor de una fuente fría a baja presión y temperatura, para cederlo a una fuente caliente a alta presión y temperatura. Todo ello con cambio de estado de líquido a vapor y viceversa Manresa (2003). Las características de los primeros refrigerantes (CFC y HCFC) mermaron el entorno atmosférico creando el daño a la capa de ozono y el efecto invernadero. Actualmente en el mercado ya existen opciones ecológicas de fluidos refrigerantes o tecnología que no requiera este tipo de fluido Guadalupe (2010). Para que un fluido sea catalogado como refrigerante, debe de cumplir las siguientes características Handbook (2009); Pilatowsky *et al.* (1993):

- Alto calor latente de vaporización.
- El par de trabajo refrigerante/absorbente no debe formar un fase sólida sobre el rango de operación.
- El refrigerante debe ser volátil.
- El refrigerante debe tener una afinidad con el absorbente.
- Alta estabilidad química para evitar formaciones de gases, sólidos o sustancias corrosivas.
- La viscosidad de la solución debe ser baja para facilitar la rápida absorción.
- Tener propiedades tanto físicas como termodinámicas adecuadas en el rango de operación.

Cada refrigerante se designa con una R y un número basado en el Sistema de Numeración Internacional y que se explica en detalle en las normas British Standard 4580 (1970) y American Standard B 79.1 (1960) Pilatowsky *et al.* (1993). En la tabla 2.1 se describen los tipos de fluidos refrigerantes para sistemas de compresión Plazas (2012) y en la tabla 2.2 para los sistemas por sorción Cano (2001); Plazas (2012).

Tabla 2.1: Descripción de fluidos refrigerantes para sistemas de compresión

Refrigerantes	Descripción
<i>CFC</i> (<i>Clorofluorocarbonos</i>)	Son hidrocarburos totalmente halogenados, es decir, todos sus hidrógenos están sustituidos por cloro y fluor (R-11, R-12,R-113,R-114,R-115,etcétera) y dañan la capa de azono.
<i>HCFC</i> (<i>Hidroclorofluorocarbonos</i>)	Son hidrocarburos halogenados que contienen un átomo de hidrogeno en su molécula lo cual le permite oxidarse con mayor rapidez en la parte baja de la atmósfera siendo su poder de destrucción de la capa de ozono menor (R-22,R-23, R-152a, R-143a,R-125, etcétera).
<i>HFC</i> (<i>Hidrofluorocarbonos</i>)	Son derivados halogenados que no contienen cloro en su molécula, son considerados con potencial nulo de daño a la capa de ozono (R-410A, R-407C,R-134a y R-124), pero provocan efecto invernadero.
<i>Zeotrópicas</i> (<i>mezcla simple</i>)	Son mezclas formadas por dos o más componente (refrigerantes puros) de diferente volatilidad. Cuando estás mezclas se evaporan o se condensan en un sistema de refrigeración, su composición y temperatura de saturación cambian.
<i>Azeotrópicas</i>	Se llama así a las mezclas de dos o más componentes de diferente volatilidad, las cuales, al ser utilizadas en un sistema de refrigeración, no cambian su composición ni su temperatura de saturación al hervir en el evaporador, o se condensan a una presión constante. La composición del líquido es la misma que la del vapor. Un ejemplo, R-507, el cual es una mezcla azeotrópica con 50 % de R-125 y 50 % de R-134a.

Tabla 2.2: Descripción de fluidos refrigerantes para sistemas por sorción.

Refrigerantes	Ventajas	Desventajas
NH_3 (refrigerante)	Efectos contaminantes bajos, disponibilidad alta, coste medio, posee buena transferencia de calor, capacidad calorífica alta y aplicaciones de temperatura bajas ($-60^\circ C$).	Estabilidad química media, toxico en altas concentraciones, corrosivo e inflamable.
H_2O (refrigerante o absorbente)	Estabilidad química alta, disponibilidad alta, contaminantes nulos, coste bajo y alta capacidad calorífica.	No puede enfriar a temperaturas menores de su punto de congelación ($0^\circ C$), bajo punto de ebullición como absorbente.
$LiNO_3$ (absorbente)	No requiere rectificador	La mezcla puede cristalizarse a bajas concentraciones y es corrosiva al entrar en contacto con el oxígeno y el coste es elevado.
$LiBr$ (absorbente)	Estabilidad química alta, toxicidad baja, disponibilidad alta, coste medio y no requiere rectificación.	
$CaCL_2$ (absorbente)	Estabilidad química alta, toxicidad baja, disponibilidad alta, coste medio y no requiere rectificación.	
$SrCL_2$ (absorbente)	Estabilidad química alta, toxicidad baja, disponibilidad alta, coste medio y no requiere rectificación.	
$NaSCN$ (absorbente)	Estabilidad química alta, toxicidad baja, disponibilidad alta, coste medio y no requiere rectificación.	

2.1.0.3. Tecnologías de enfriamiento

- Sistema de enfriamiento por compresión mecánica.

Un sistema de enfriamiento por compresión funcionan con energía eléctrica y trabaja continuamente. Estos sistemas están compuestos por: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. En la figura 2.1 se muestra un sistema por compresión mecánica.

El ciclo empieza en el compresor, donde se suministra energía eléctrica para aumentar la presión y temperatura del refrigerante. El refrigerante comprimido pasa al condensador, donde libera calor al ambiente y cambia de fase. Después el refrigerante pasa por una válvula de expansión que, en consecuencia, disminuye su presión y temperatura. El refrigerante expandido pasa por el evaporador donde se evapora, debido al intercambio de calor con el espacio a enfriar. Finalmente este vapor de refrigerante ingresa nuevamente al compresor para iniciar el ciclo.

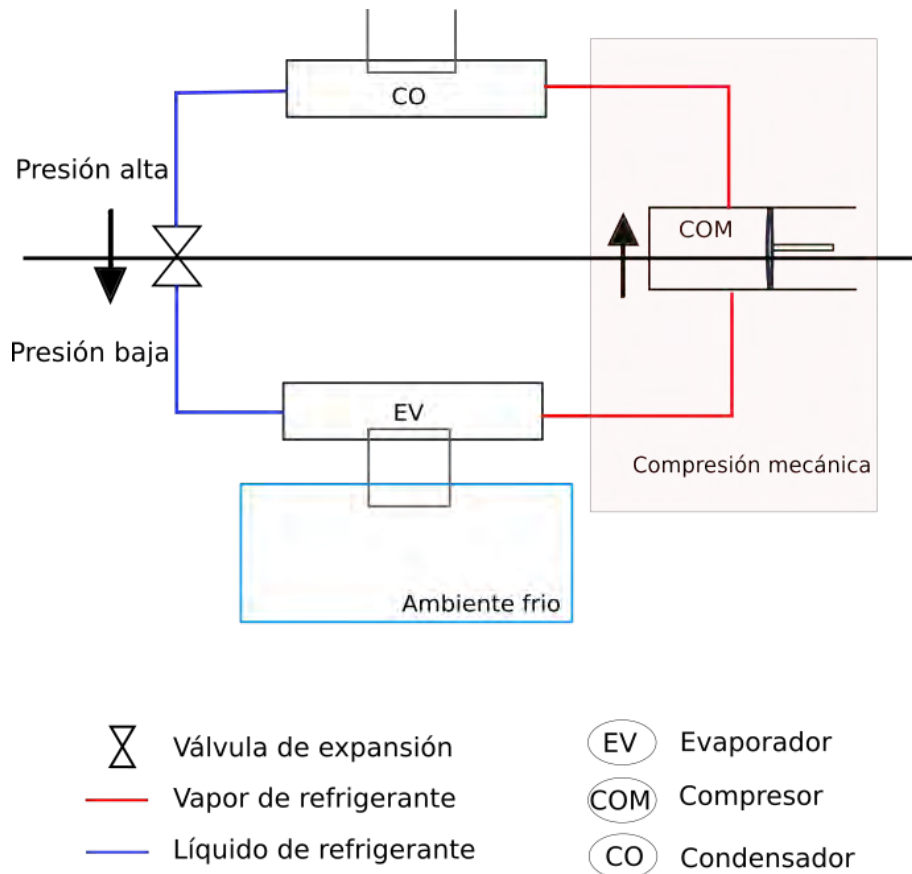


Figura 2.1: Enfriamiento por compresión mecánica.

■ **Sistema de enfriamiento por sorción continuo.**

El nombre de continuo se refiere a que se produce enfriamiento durante todo el tiempo que se requiera, usando energía térmica. El sistema está compuesto por: un generador, un condensador, un evaporador, un absorbedor, 2 válvulas de expansión, una bomba de solución y equipos auxiliares (ventilador, bombas, entre otras), como se ve en la figura 2.3. En el generador se suministra un fluido caliente que, intercambia calor con el refrigerante, de modo que, se genera vapor de refrigerante. Enseguida este vapor es condensado en el condensador con un fluido de menor temperatura. Durante estos procesos el refrigerante se encuentra a alta presión, por ello, se hace pasar por una válvula de expansión que, en consecuencia, disminuye su presión y por lo tanto su temperatura. Con estas condiciones el refrigerante pasa por el evaporador, donde este se evapora tomando calor del medio a enfriar. Por último, el vapor entra al absorbedor, donde es absorbido por la solución diluída (pobre en refrigerante) que viene del generador, mientras que la solución concentrada (rica en refrigerante) es bombeada al generador para empezar el ciclo.

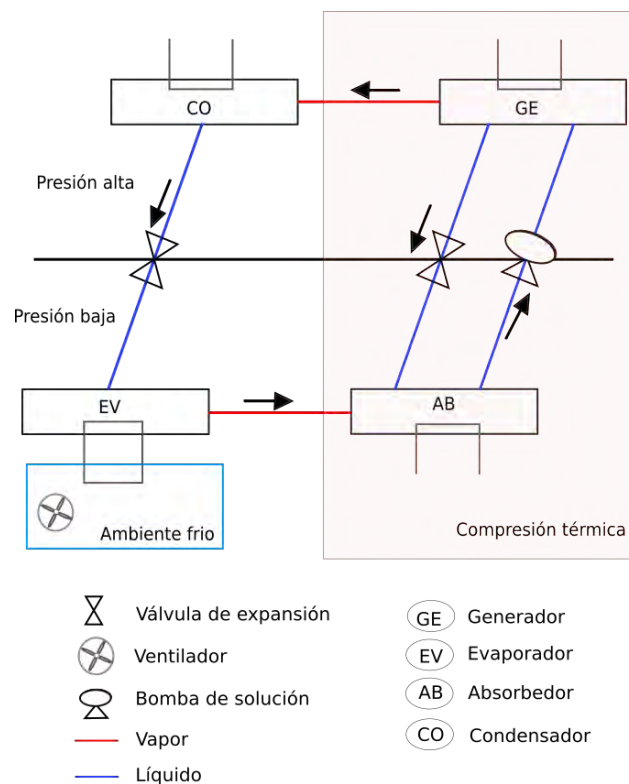


Figura 2.3: Enfriamiento por sorción continuo.

2.1.0.4. Principios termodinámicos

La termodinámica es el estudio de las consecuencias macroscópicas de las innumerables coordenadas atómicas que, en virtud del promedio estadístico, no aparecen explícitamente en la descripción macroscópica de un sistema dado. En otras palabras, es el estudio de la energía, que se puede definir como la capacidad de generar cambios Çengel y Boles (2012).

Las bombas de calor, refrigeradores y máquinas térmicas son máquinas de calor. Su operación es basada en los procesos termodinámicos que son gobernados por la primera y segunda ley de la termodinámica Çengel y Boles (2006); Jolman (2002).

Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica, conocida también como el principio de conservación de la energía. Establece que *la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma*. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso Çengel y Boles (2012).

El cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso, ecuación 4.17.

$$\Delta E_{entrada} = E_{entrada} - E_{salida} \quad (2.1)$$

Existen numerosas formas de energía: interna (energía cinética de las moléculas, latente, química y nuclear), cinética, potencial, eléctrica y magnética, por lo que la suma de ellas constituye la energía total E de un sistema Çengel y Boles (2012). En el balance de energía para un sistema simple, sólo se toman en cuenta el cambio de energía interna, cinética y potencial, respectivamente ecuación 2.2 .

$$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (2.2)$$

Segunda ley de la termodinámica

El enunciado de Kelvin-Planck dice que ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil, es decir, ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia térmica de 100% Çengel y Boles (2012). Por lo tanto un proceso siempre tiene pérdidas de calor, es decir, irreversibilidades. Las irreversibilidades se dan a causa por fricción, expansión libre, el mezclado de los fluidos, la transferencia de calor, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de los sólidos y reacciones

químicas Cengel y Boles (2012). Estas irreversibilidades hace que un sistema tenga una eficiencia baja y por lo tanto su entropía aumenta. El balance de entropía ($\frac{kJ}{kg}$) que cualquier sistema experimenta puede expresarse como la ecuación 2.3:

$$S_{entrada} - S_{salida} + S_{generada} = \Delta S_{sistema} \quad (2.3)$$

2.1.0.5. Ciclos termodinámicos

Ciclo de Carnot

Es un ciclo ideal reversible que opera entre dos niveles de temperatura ($T_H > T_L$), en el cual se puede obtener el máximo trabajo (2.4a), en otras palabras, son conocidas como máquinas térmicas diseñadas para convertir la energía térmica en trabajo Cengel y Boles (2012)). El ciclo está compuesto por 4 procesos (2.4a):

- P(1-2) proceso de expansión isotérmica
- P(2-3) proceso de expansión isoentrópico
- P(3-4) proceso de compresión isotérmica
- P(4-1) proceso de compresión isoentrópico

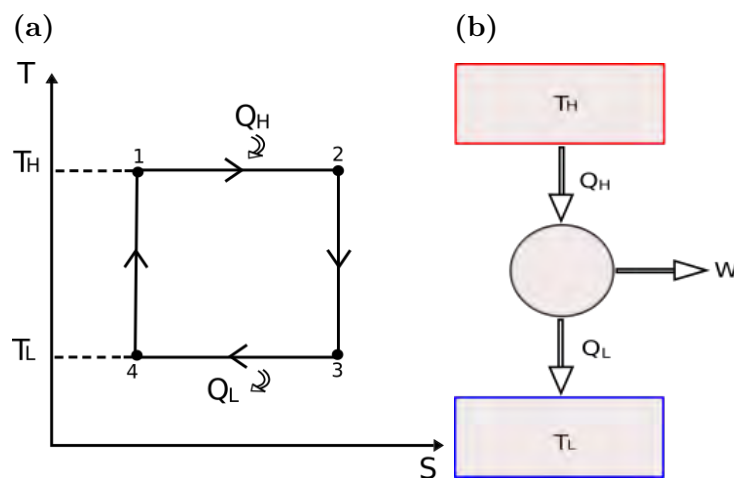


Figura 2.4: (a)Diagrama T-S ciclo de Carnot; y (b) Dirección del flujo de calor.

Ciclo inverso de Carnot

El ciclo inverso de Carnot es una máquina ideal reversible 2.5a. En estos sistemas continuamente se transfiere energía térmica de una región de baja temperatura a

una de mayor temperatura (2.5b) Pilatowsky *et al.* (1993). Los 4 procesos del ciclo de refrigeración son:

- P(1-2) proceso de expansión isotérmica
- P(2-3) proceso de compresión isentrópica
- P(3-4) proceso de compresión isotérmica
- P(4-1) proceso de expansión isentrópica

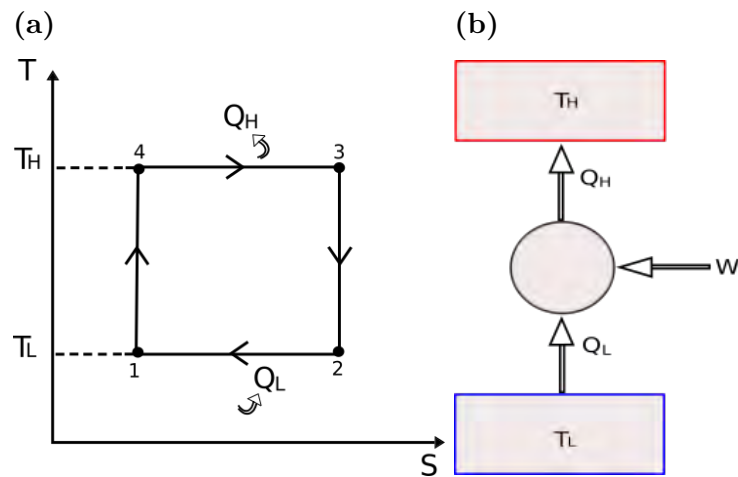


Figura 2.5: (a) Diagrama T-S ciclo inverso de Carnot; y (b) Dirección del flujo de calor.

En el ciclo inverso, el refrigerante absorbe calor isotérmicamente de un fuente de baja temperatura T_L (proceso 1-2) y se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 a una temperatura T_H . Después rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de temperatura T_H (procesos 3-4), en este proceso el refrigerante pasa de un estado de vapor saturado a líquido saturado. Por último, el refrigerante se expande isentrópicamente hasta la temperatura T_L para empezar de nuevo el ciclo.

Se sabe que un ciclo de Carnot, es decir, un ciclo ideal no existe en la vida real. Pero estos ciclos, sirven para hacer una comparación con un ciclo real, y tener noción de que tan bien se comporta un equipo. En muchos casos, se puede estar cerca de un ciclo de Carnot pero jamás toman el mismo valor.

2.1.0.6. COP

La eficiencia de un sistema que trabaja con un ciclo inverso se expresa en términos del COP (coeficiente de operación), y para remover calor de un espacio se requiere una entrada de trabajo, por lo tanto el COP se obtiene mediante las siguientes ecuaciones Cengel y Boles (2012).

Coeficiente de operación para enfriamiento por compresión.

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{entrada}}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2.4)$$

Coeficiente de operación para calentamiento por compresión.

$$COP_C = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_H}{W_{\text{entrada}}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.5)$$

Coeficiente de operación para enfriamiento por absorción.

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_E}{Q_G + W_B} \quad (2.6)$$

Coeficiente de operación para calentamiento por absorción.

$$COP_C = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_C}{Q_G + W_B} \quad (2.7)$$

2.2. Estado del arte

En el trabajo de Zavaleta-Aguilar y Simões Moreira (2015) hicieron un estudio experimental de un destilador (generador-rectificador) (2.6) con tubos horizontales de películas descendentes para la mezcla de $NH_3 - H_2O$. En su configuración el generador tiene 70 tubos de 8 mm de d.i. y un espesor de 1 mm, la distancia entre ellos es de 2 mm con una rugosidad promedio de 196 μm . En el experimento se estudiaron dos soluciones de concentración 0.37 y 0.49. Para cada concentración se

evaluó el caudal másico de la solución de 0.0160 a 0.0276 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ y usaron aceite térmico para la generación de vapor de amoníaco. Las pruebas mostraron que las primeras áreas secas aparecieron con $Re = 140$ para 0.37 y $Re = 100$ para 0.49, variando el número de Reynolds de 108-246, logrando una humectabilidad del 100 %. Por otra parte, la concentración de vapor de amoníaco destilado aumenta con el incremento del flujo másico, concentración y temperaturas bajas en el rectificador. Pero el aumento de la temperatura en el aceite hace que la concentración destilada disminuya.

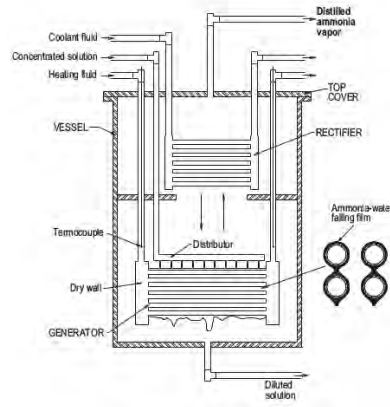


Figura 2.6: Representación esquemática del destilador Zavaleta-Aguilar y Simões Moreira (2015).

Lee *et al.* (2012) realizaron mediciones de absorción de una película descendente de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ sobre un tubo horizontal. La configuración del absorbedor consiste en un arreglo de tubos de 4 columnas de 9.5 mm d.e., 0.7 mm de espesor, 0.210 m^2 de área superficial y 0.29 m de longitud con un total de 24 tubos. La distancia entre ellos fue de 30 mm horizontal y 20 mm vertical. Las pruebas llevadas a cabo fueron con presiones nominales de 150, 350 y 500 kPa, concentraciones de 5, 15, 25 y 40 % en la película y flujos másicos de 0.019, 0.026 y 0.034 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ en la solución concentrada. Los resultados muestran que el coeficiente de transferencia de calor global aumentan con el incremento del flujo másico, pero en general disminuyen con el incremento de la concentración y presión. En el caso de los coeficientes de transferencia de masa-vapor, aumentan con el incremento de la concentración y en general disminuyen con el aumento de la presión. Y para el caso del coeficiente de transferencia de masa-liquido, aumenta con el incremento de la presión y la concentración.

En una simulación numérica de Giannetti *et al.* (2015), realizaron un análisis de irreversibilidades de la absorción de una película $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ que cae sobre un tubo

horizontal, figura 2.7. Las irreversibilidades fueron analizadas en 4 fuentes: irreversibilidad en la transferencia de calor, fricción del fluido, efectos entre la transferencia de masa y calor por convección y difusión, todo esto evaluado en el espesor de la película. Los resultados obtenidos por la simulación, muestran que las irreversibilidades por transferencia de calor son mayores en la pared que en la interface del líquido-vapor. La generación de entropía por difusión y convección se dan en la interface y a la mitad del tubo, teniendo valores más altos por convección. Por fricción se generan en la parte vertical del tubo, aunque los valores son muy pequeños comparado con los demás. Todos estos resultados fueron con condiciones iniciales de 60 % LiBr, 1 kPa y la temperatura del agua de 46.6 °C. Otros parámetros relevantes en la simulación es el radio y la temperatura. Donde las irreversibilidad aumenta para radios pequeños y temperaturas bajas en la solución y pared del tubo. Y en la mayoría de los casos la entropía disminuye con el incremento del número de Reynolds. Otro factor importante es que el aumento de la presión es más significativo en el incremento de la entropía que por el aumento la concentración.

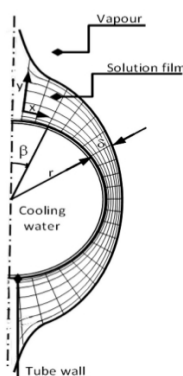


Figura 2.7: Representación esquemática de la absorción del refrigerante Giannetti *et al.* (2015).

En el trabajo de Llamas-Guillén *et al.* (2014) realizaron pruebas experimentales de un sistema de refrigeración por absorción con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$ para aire acondicionado. El absorbedor del equipo tiene 29 tubos verticales aletados, trabajando a temperatura ambiente y una instalación de una bomba recirculadora de solución entre el generador y absorbedor con flujos de 0, 1 y 2 $kg \cdot min^{-1}$. Los resultados mostrarán, que con flujos altos la temperatura disminuye y por lo tanto la presión también. El COP del equipo se mantuvo entre 0.35 y 0.40, este aumentaba con el incremento del flujo de amoníaco en el evaporador. Pero disminuía con el aumento del flujo de la solución concentrada en el generador. Otro parámetro

importante es el flujo de amoníaco condensado, debido a que este aumentaba disminuyendo la temperatura del ambiente, por lo tanto la transferencia de calor era mejor.

Babadi y Farhanieh (2005) hicieron un estudio numérico de absorción de una película $LiBr - H_2O$ sobre un tubo horizontal. Las condiciones de entrada de la solución fueron de 40 °C, 61.2 % y una presión en el absorbedor de 1000 Pa. Los resultados de la simulación mostraron que la mayor temperatura se da en la interface de la película. Además el gradiente de concentración se observa cerca de la interface y siendo cero cerca del tubo de la pared. El coeficiente de transferencia de calor de la pared tuvo valores altos en la parte superior del tubo, a la mitad del tubo donde el espesor de la película es delgada y después disminuye en la parte inferior. Además con el aumento del número de Reynolds la transferencia de calor se da por convección y para Reynolds pequeños se da por difusión. Por lo tanto la transferencia de masa tiene el mismo comportamiento y con el incremento de Re el número de Sherwood incrementa. Los resultados fueron validados con datos experimentales y tuvieron un error promedio ± 2 %.

Otra simulación numérica de transferencia de calor y masa en un tubo horizontal de una película de la solución R-134_a-DMAC fue hecha por Harikrishnan *et al.* (2011). Los resultados numéricos mostrarán que la temperatura en la interface aumenta con el incremento del flujo de la solución y la temperatura del refrigerante, por lo tanto los coeficientes de transferencia de calor y masa disminuyen. Con temperaturas y flujos bajos, la concentración aumenta aunque la concentración sólo se observa entre la interface y a la mitad del espesor de la película, los valores altos se encuentran a la mitad del tubo y disminuyen en la parte superior e inferior. Esto es debido a que la velocidad tangencial es mayor en la interface y la película es más delgada.

En un trabajo de Best y Hernández (1991) hicieron un estudio experimental de un sistema de enfriamiento con la mezcla $NH_3 - H_2O$. El absorbedor fue un arreglo de tubos verticales donde la película de la solución diluida se formaba en el interior de las paredes. Y el vapor de amoníaco entraba en la parte inferior de absorbedor. El rango de temperatura en el generador fue de 80-100 °C. Una presión en el absorbedor de 1.1 MPa y tres flujos de soluciones fuertes en amoníaco 0.012, 0.015 y 0.175 kg.². Los resultados muestran que en el generador la carga de calor aumenta con el incremento de la temperatura y el flujo. Y en el evaporador sólo aumentaba con el incremento de la temperatura. El COP del sistema aumenta con la disminución del flujo de la solución entrando al generador y con el aumento de la temperatura en el generador.

En el estudio de Zhang y Gao (2016) realizaron una solución analítica de velocidad para la mezcla de $NH_3 - H_2O$ de una película sobre un tubo horizontal. Las ecuaciones fueron simuladas en MATLAB con la mezcla de 1% de agua y 99% de amoníaco. Los resultados mostrarán que la velocidad angular es mayor que la velocidad radial. Esta aumentaba con el incremento del ángulo logrando un valor máximo a 100° y después disminuía, obteniendo valores bajos en la parte superior e inferior del tubo. Además, el incremento de Re aumenta la velocidad angular y de igual manera aumenta el espesor de la película en la parte superior e inferior del tubo y disminuye a la mitad del tubo. Otra variable importante es el radio del tubo, donde el espesor de la película era más delgada con el aumento de Re y el diámetro mejorando la transferencia de calor y masa.

Hosseinnia *et al.* (2017) realizaron una simulación numérica en la absorción de vapor de agua en una solución de $H_2O - LiBr$ en modo gota y chorro en tres tubos horizontales. Los resultados mostrarán que el impacto de un gota sobre los últimos tubos hace que la película tenga un mayor efecto de mezclado, es decir, que la velocidad era mayor en los últimos tubos y menor en el primero. También la velocidad disminuía cuando la solución formaba un puente al caer al siguiente tubo en un rango de Re de 20.8 a 22.4. En el caso modo chorro fue con $Re = 42.6$ y la velocidad incrementaba entre y alrededor de los tubos, aunque la velocidad era menor comparada con la de goteo. La temperatura en la interface aumentaba en los primeros tubos e iba disminuyendo conforme caía a los siguientes tubos. Por lo tanto la concentración de $LiBr$ disminuía y la absorción de vapor de agua aumentaba a la mitad del tubo donde la película era delgada y en la parte superior. De modo que había mejor transferencia de calor y masa. En el caso de modo chorro el flujo de masa fue de $4.76 \times 10^{-4} \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$, siendo menor comparado por goteo $2 \times 10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$. Todo esto evaluado en la interface de la película.

En un estudio experimental de Kang *et al.* (1999) realizaron correlaciones de transferencia de calor y masa de absorción en una película de $NH_3 - H_2O$ en un intercambiador de placas. Las concentraciones de entrada de la solución líquida fueron 5%, 10% y 15% de amoníaco y la de vapor fue entre 64.7% - 79.7%. El intercambiador está compuesto por aletas planas rectangulares del lado del refrigerante y aletas planas desplazadas del lado de la absorción con eficiencias de 50% y 25%, respectivamente. Los resultados mostraron que la temperatura del vapor disminuye conforme llega al fondo mientras que la del líquido aumenta debido a la transferencia de calor sensible en la interface. El rango de transferencia de calor sensible del vapor al líquido fue de 5.4% - 23% y al refrigerante fue de 1.5% - 38%. El coeficiente de transferencia de calor fue más significativo con el aumento de la concentración

y la diferencia de temperatura entre el vapor y líquido que el coeficiente de masa. La diferencia de concentración entre el líquido y vapor disminuye el coeficiente de Nusselt mientras que Sherwood aumenta. El aumento de Re en la película y el vapor incrementa Sh y Nu , siendo más significativo Sh en el vapor.

Descripción del sistema de refrigeración por absorción

En este capítulo se describe cada uno de los equipos que integran el sistema de refrigeración por absorción y su funcionamiento. Además de la instalación y arreglo de los circuitos de flujo y la distribución de los sensores para la medición de las variables termodinámicas. De igual manera, se describen las pruebas de presión y la puesta en operación de los subsistemas del ciclo. Por último, se describen los pasos para las pruebas experimentales, así como los pasos a seguir para la puesta en operación, estabilización y paro del sistema.

3.1. Componentes del sistema

3.1.1. Intercambiadores de coraza y tubo

En un intercambiador de calor de coraza y tubo, un fluido fluye por el interior de un tubo y otro por la pared exterior del mismo tubo. Esto con la finalidad de transferir calor por conducción o convección del fluido de mayor temperatura al fluido de menor temperatura, es decir, llevar a cabo una condensación o evaporación de cualquier sustancia, entre otros propósitos.

Los intercambiadores de calor de este trabajo están hechos de acero al carbón y las salidas y entradas de cada intercambiador es de $\frac{3}{4}$ ", mientras que la tubería es de $\frac{1}{2}$ ".

3.1.1.1. Generador del sistema

El generador es un intercambiador de calor de geometría cilíndrica, con tubos horizontales de película descendente de tres pasos. Las medidas del cilindro es de 1

metro de largo y 0.16 metros de diametro; cuenta con dos mirillas, una en la parte superior para la entrada de iluminación y otra en la parte lateral para ver la formación de la película; y tiene un total de 19 tubos en su interior. La película se forma sobre 14 tubos que se alojan dentro del cilindro y la distancia entre los centros de los tubos es de 3.01 centímetros vertical y 2.43 centímetros horizontal. Dentro de los tubos se encuentra un turbulizador, esto con la intención de aumentar el Reynolds del flujo y mejorar la transferencia de calor.

La entrada de agua caliente se encuentra del lado izquierdo del cilindro en la parte de abajo y sale del lado derecho por la parte de arriba. Mientras tanto, la solución concentrada entra por la parte de arriba y se reparte entre 5 tubos de 1.58 centímetros de diametro. Cada tubo está barrenado con un diametro de 0.15 centímetros en la parte de abajo, estos agujeros se encuentran cada 1.27 cm entre centros con un total de 67 orificios por donde se distribuye la solución. La solución cae por los orificios del primer tubo y moja los tubos de abajo formando una película hasta que llega al último tubo. De esta manera se produce vapor de refrigerante que sale por la parte de arriba; y la solución que cae al fondo del cilindro se encuentra diluída (pobre en amoniaco) y sale por la parte de abajo del cilindro, como se ve en la figura 3.1.

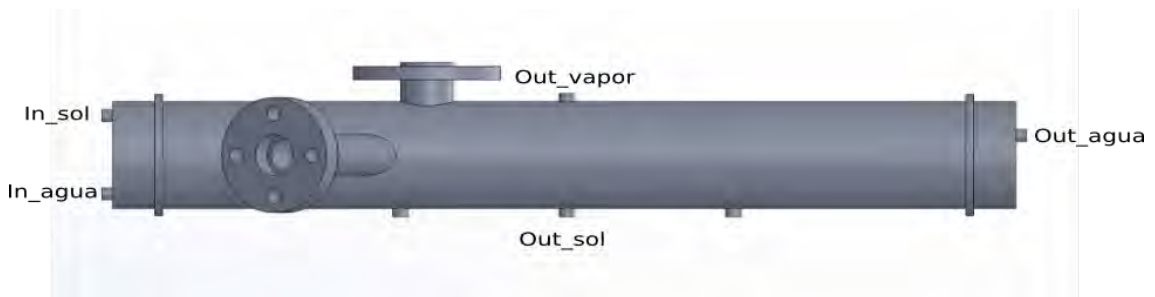


Figura 3.1: Generador del sistema de refrigeración.

3.1.1.2. Absorbedor principal del sistema

El absorbedor es un intercambiador de calor de tubos horizontales de película descendente de cuatro pasos, con turbulizadores helicoidales dentro de los tubos de agua. El equipo es un cilindro de 1 metro de diametro y 0.19 metros de largo. Tiene una mirilla en la parte superior para la entrada de iluminación y otra en la parte lateral para ver la formación de la película; y tiene un total de 24 tubos. Dentro del cilindro hay 19 tubos donde se forma la película y la distancia entre centros es de 2.43 centímetros horizontal y 3.01 centímetros vertical.

La entrada de agua fría es del lado izquierdo en la parte de abajo y sale del mismo lado por la parte arriba. Mientras que la solución diluída entra del lado derecho del cilindro y se divide en 5 tubos de 1.58 centímetros de diametro, cada uno con orificios de 0.15 centímetros con una distancia de 1.27 centímetro entre centros, con un total de 67 orificios. La solución cae sobre los tubos frios de abajo formando una película sobre ellos. La película se enfria y absorbe el vapor de amoniaco que entra por la parte superior del cilindro, llevando así el cambio de fase del vapor de amoniaco, hasta que la película llega al fondo del cilindro donde sale como solución concentrada (rica en amoniaco).

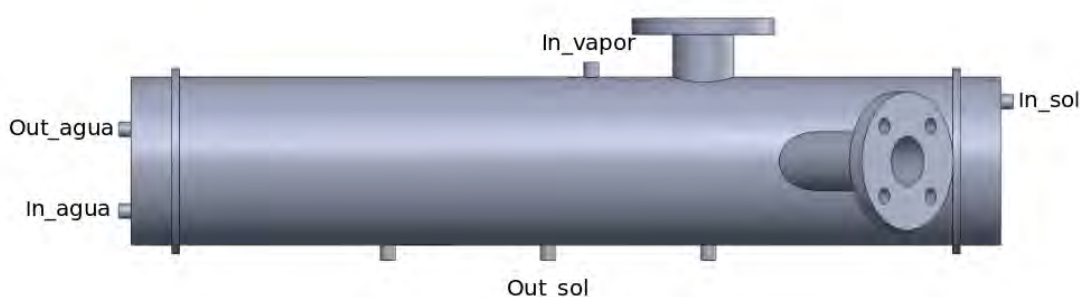


Figura 3.2: ABS.

3.1.1.3. Absorbedor auxiliar del sistema

El absorbedor auxiliar es un intercambiador de calor y masa, con las mismas medidas del generador previamente mencionado. En este intercambiador, la solución diluída entra en la lateral izquierda por la parte superior y se distribuye en 5 tubos. Estos tubos tienen orificios en la parte de inferior para la formación de gotas. La gotas caen sobre los tubos inferiores formando una película y llevando a cabo la absorción de vapor de amoniaco. Esta solución sale en la parte inferior del cilindro como solución concentrada. El suministro de agua de enfriamiento entra en la parte inferior del lado izquierdo y sale en la parte superior del lado derecho (figura.5.3b).

3.1.2. Intercambiadores de calor de placas

Los intercambiadores de placas consisten en un paquete de placas de metal corrugadas con tomas para el paso de dos fluidos entre los que se realiza el intercambio

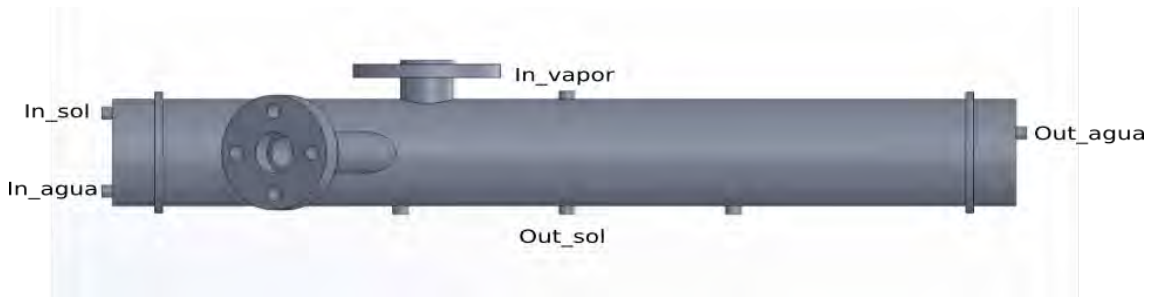


Figura 3.3: ABS1.

de calor. Existe una gran variedad de tamaños y tecnología, adaptándose a las necesidades de las industria. Las principales ventajas de los intercambiadores de calor de placas son:

- Coeficientes de transferencia de calor muy altos en ambos lados del intercambiador.
- Facilidad de limpieza.
- Facilidad para disminuir o incrementar el área de transferencia de calor.
- Ocupan poco espacio, en relación a otros tipos de intercambiadores.
- Bajo costo.

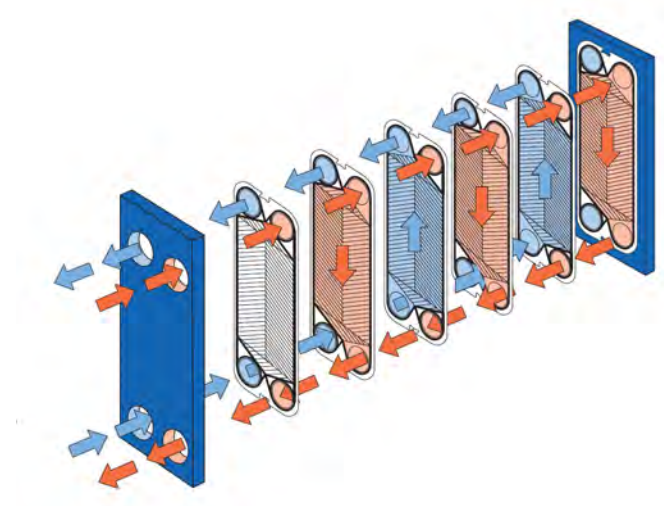


Figura 3.4: Intercambiador de calor de placa.

Los intercambiadores de placas para este trabajo son de un paso, es decir, el flujo de agua, de refrigerante o de solución únicamente pasa una vez por el intercambiador, como se puede ver en la figura 3.4.

3.1.2.1. Condensador

El condensador es un intercambiador de calor de placa de acero inoxidable. Este componente se encarga de condensar el vapor de refrigerante que proviene del rectificador, que se encuentra a alta presión y temperatura. El refrigerante entra por la parte de arriba como vapor y sale por la parte de abajo como líquido. Para llevar a cabo este cambio de fase, se hace pasar un flujo de agua que va en contraflujo, que se encuentra a menor temperatura que la del vapor. Las especificaciones del intercambiador se describe en la siguiente tabla 3.1

Tabla 3.1: Descripción del condensador.

<i>Espesor de la placa</i>	0.4 mm.
<i>Separación entre las placas</i>	2.0 mm.
<i>Número de placas</i>	20.
<i>Largo, ancho y profundidad</i>	310 mm, 110 mm y 60 mm.
<i>Diametro de conexiones</i>	25.4 mm.

3.1.2.2. Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor de placas de acero inoxidable y en este se lleva a cabo el proceso de enfriamiento. Antes de que el refrigerante pase por el intercambiador, este pasa por una válvula de expansión, bajandole la presión y la temperatura. Así, el refrigerante expandido entra por la parte superior del intercambiador y sale por la parte inferior con un cambio de fase (en forma de vapor). El cambio de fase, se da debido al intercambio de calor con un flujo que entra en contracorriente que está a mayor temperatura que la del refrigerante, que en este caso fue agua a temperatura ambiente. En la tabla 3.2 se describe el evaporador.

Tabla 3.2: Descripción del evaporador.

<i>Espesor de la placa</i>	0.4 mm.
<i>Separación entre las placas</i>	2.0 mm.
<i>Número de placas</i>	20.
<i>Largo, ancho y profundidad</i>	520 mm, 110 mm y 60 mm.
<i>Diametro de conexiones</i>	25.4 mm.

3.1.2.3. Economizador

El economizador es un intercambiador de calor de placas de acero inoxidable. En este componente se realiza el intercambio de calor entre la solución diluída que viene del generador y la solución concentrada a baja temperatura que viene del absorbedor. El objetivo de este intercambio es aumentar la temperatura de la solución que se dirige al generador y disminuir la temperatura de la solución que se dirige al absorbedor. Esta finalidad tiene como beneficio disminuir la cantidad de energía térmica que se inyecta al generador y por otro lado, operar al absorbedor en mejores condiciones.

La entrada del fluido caliente es por la parte superior y sale por la parte inferior, mientras que el fluido de frío entra por la inferior y sale por la parte superior, es decir, están en contracorriente. En la siguiente tabla 3.3 se describe el economizador.

Tabla 3.3: Descripción del economizador.

<i>Espesor de la placa</i>	0.4 mm.
<i>Separación entre las placas</i>	2.0 mm.
<i>Número de placas</i>	20.
<i>Largo, ancho y profundidad</i>	520 mm, 110 mm y 60 mm.
<i>Diametro de conexiones</i>	25.4 mm.

3.1.3. Rectificador

El rectificador es un cilindro con un radio de 0.076m (3 in aproximadamente). En su interior está alojado un tubo, de 1.84 m de largo y 1.58 cm de diametro, en forma de espiral (figura 3.5a). La separación entre cada espiral es de 0.0025m entre centros; y el diametro de la espiral, es 3 veces el diametro del tubo. Dentro del cilindro, también hay unas mamparas (figura 3.5b), con una inclinación de 5 grados y su función es dirigir al vapor de amoníaco.

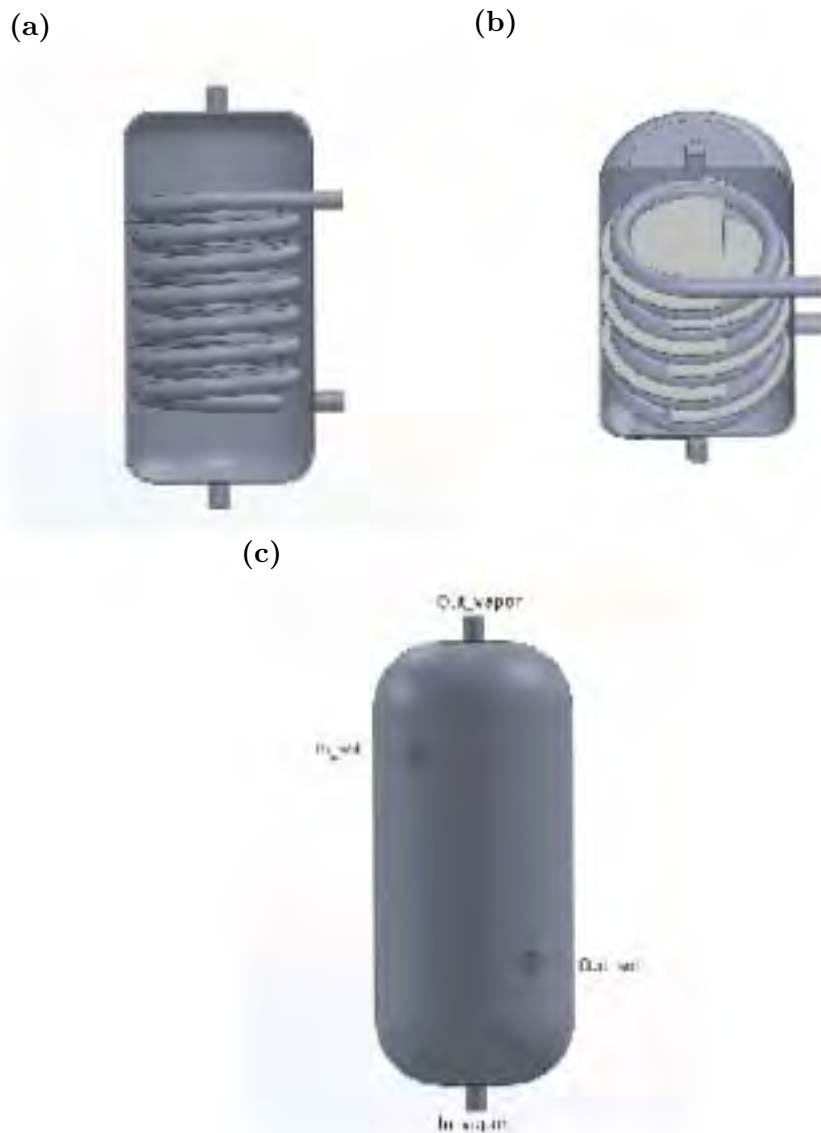


Figura 3.5: Sensores: (a)Serpentín; (b) Mamparas; (c) Rectificador

El vapor de amoníaco a rectificar, circula por la parte exterior de la espiral. Este entra por la parte inferior y va ascendiendo hasta salir por la parte superior, mientras que el líquido condensado sale por la parte inferior (gotas de agua). Para llevar a cabo la condensación de las trazas de agua, se usa el flujo de la solución concentrada que sale del absorbedor, que se encuentra a menor temperatura que la del vapor. La solución circula por la parte interior de la espiral, que entra por la parte superior y sale por la parte inferior del lado lateral, es decir, en contracorriente como se ve en la figura 3.5c.

3.1.4. Tanque de almacenamiento

El tanque de almacenamiento es un cilindro de acero al carbón, con una capacidad de 22 litros. Tiene un diámetro de 20cm, una altura de 70cm y consta de 7 boquillas (figura tal). Dos boquillas se encuentran en la parte superior del tanque, que sirve para la entrada de solución; 4 boquillas se encuentran en la parte lateral del cilindro, dos de ellas son para medir el nivel de solución, una para medir la temperatura de la solución y una entrada o salida auxiliar; y una se encuentra en la parte inferior del cilindro, para la salida de solución. Todas las entradas y salidas son de $\frac{3}{4}$ in. El almacenamiento de solución diluída y concentrada se realiza en tanques por separado, por lo que se usan dos tanques.

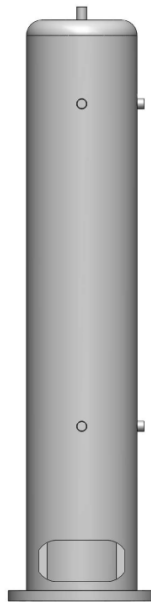


Figura 3.6: Tanque de almacenamiento.

3.2. Armado del sistema

El equipo es de simple efecto y se compone de un generador, un rectificador, un condensador, un evaporador, dos absorbedores, cuatro válvulas de expansión y una bomba de solución. El sistema funciona con dos absorbedores: un absorbedor principal de 4 pasos y un auxiliar de tres pasos. En el caso de los absorbedores, estos tienen dos arreglos de conexiones, como se muestra en la figura 3.10. En el circuito interno (por donde fluye la solución de amoniaco-agua), los absorbedores tienen un

arreglo en paralelo y serie, que se controla por válvulas. La finalidad de estos dos arreglos, es usar a los absorbedores como: intercambiadores por separado (arreglo en paralelo), dando lugar a la entrada de solución diluída y vapor de amoniaco en ambos componentes al mismo tiempo; y en el caso del intercambiador continuo (arreglo en serie), entra vapor de amoniaco por los dos absorbedores y entra solución diluída en uno de los absorbedores, esa solución que sale del primer absorbedor, entra al siguiente absorbedor, completando así el circuito en serie. De igual manera, el circuito auxiliar de enfriamiento para los absorbedores, tiene el mismo arreglo, pudiendo así trabajarlos de manera individual.

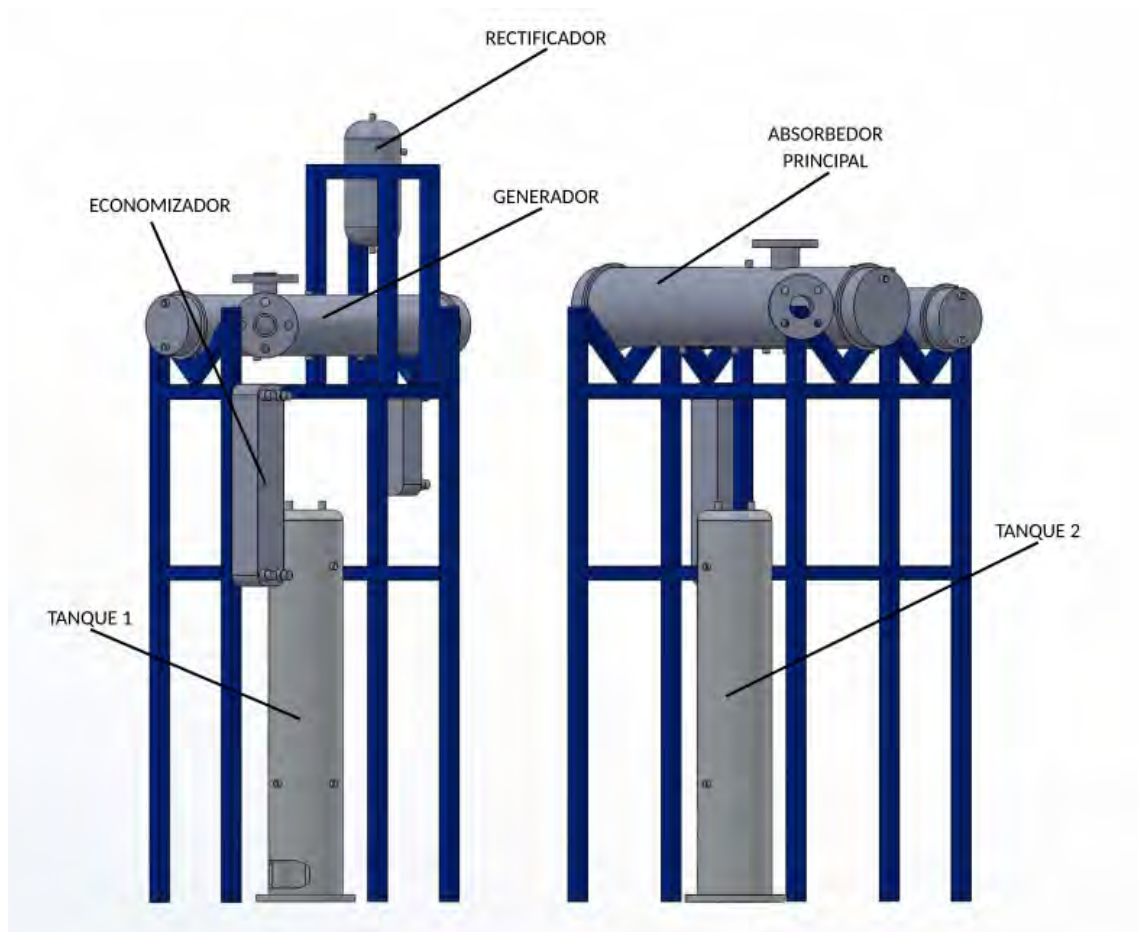


Figura 3.7: Vista frontal.

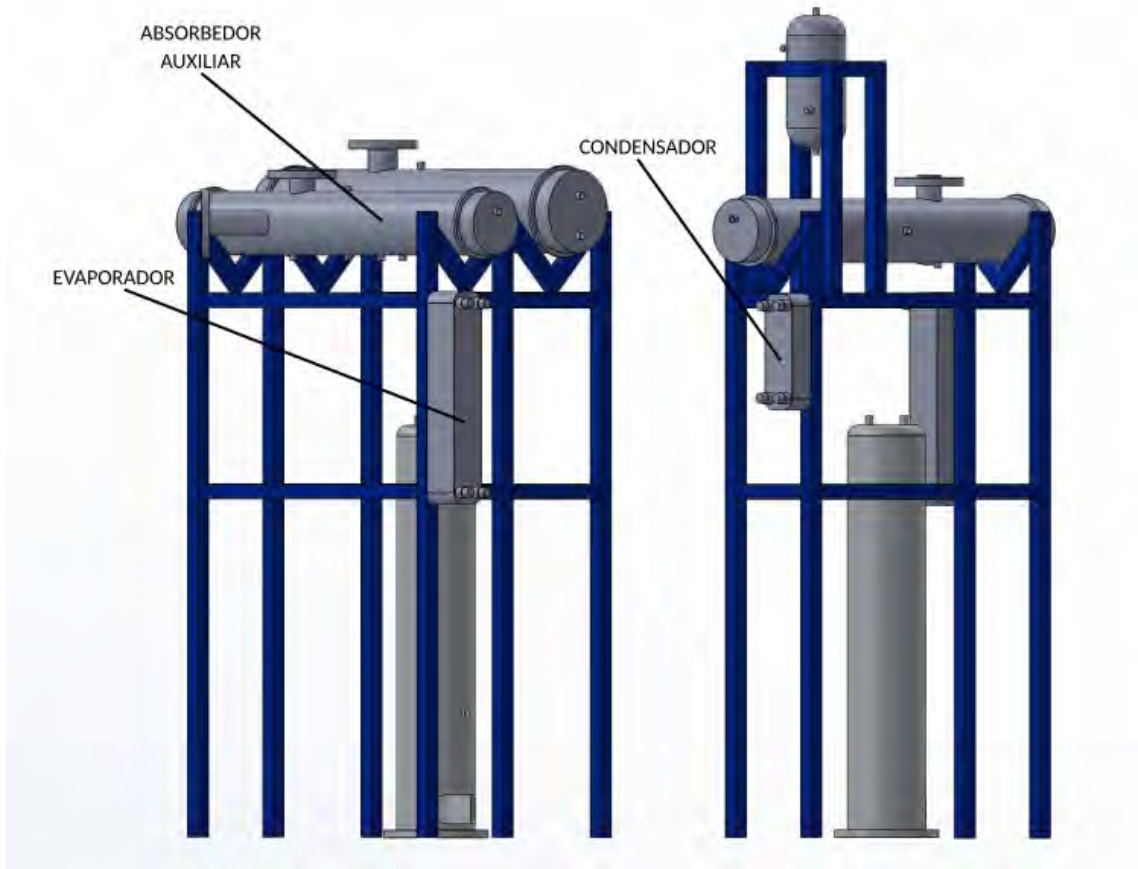


Figura 3.8: Vista posterior.

El diseño espacial del equipo fue en forma de escuadra como se ve en las figuras 3.7 y 3.8. El generador y los absorbedores se encuentran a la misma altura; el condensador, el economizador y evaporador están en la parte inferior de los intercambiadores de coraza y tubo; el rectificador se encuentra en la parte más alta, para que el agua condensada regrese al generador; y los tanques de almacenamiento se encuentran en la parte más baja.

3.3. Instrumentación del sistema

Un instrumento de medición, es un dispositivo que se encarga de transformar una variable física a una señal que se pueda visualizar. Por lo tanto, una instrumentación es necesaria para controlar y conocer el comportamiento de cualquier sistema. En el caso de los sistemas de enfriamiento, las variables de interés son: la temperatura, la presión y el caudal del flujo. Los sensores que miden estas variables son: RTD'S,

transductores de presión, sensor de efecto coriolis y flujómetros de propela (figura. 3.14). Por lo tanto, estos nos ayudan a monitorear y caracterizar el equipo.

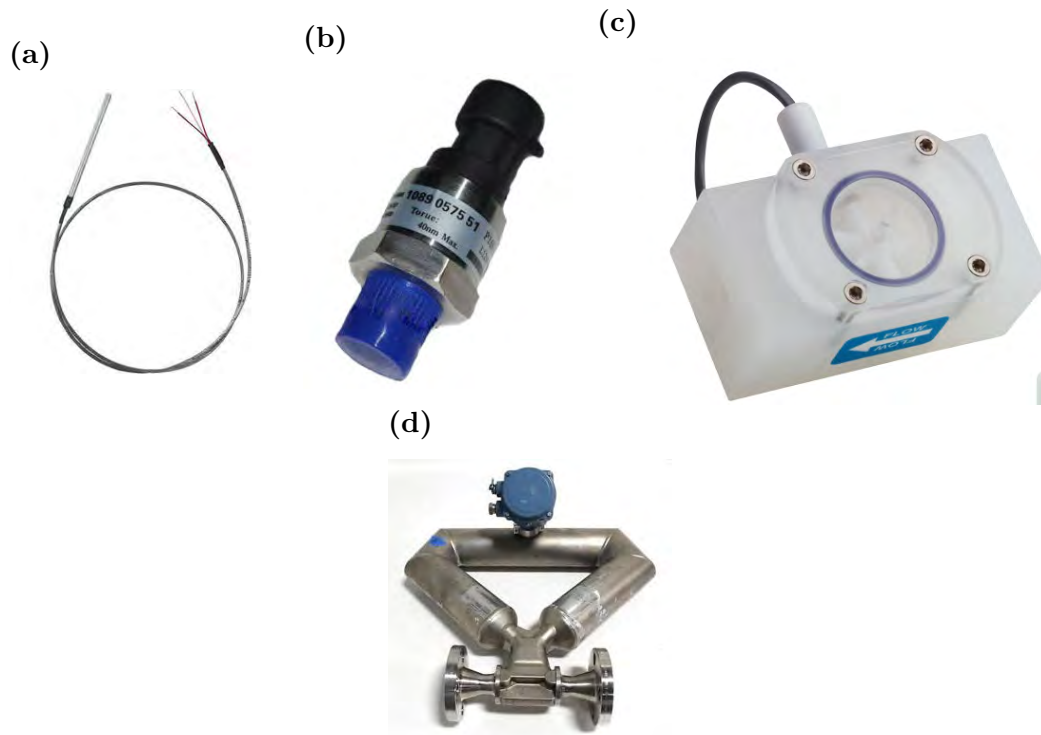


Figura 3.9: Sensores: (a)RTD'S; (b) Transductor de presión; (c) Flujometro de propela y (d) Sensor de efecto coriolis.

Como se puede ver en la figura 3.10, los sensores de temperatura se instalaron a la salida y entrada de cada componente del equipo. Esto fue unicamente cuando la distancia de la tuberia entre cada componente era grande. En caso contrario, solo se tenía un sensor entre cada componente. En cuanto a los sensores de presión, se instalaron 6 transductores: uno en el generador, que se encuentra a la mitad del cilindro; uno en el condensador, a la salida del refrigerante condensado; uno en el evaporador, a la entrada del refrigerante expandido; uno en cada uno de los absorbedores, a la mitad del cilindro; y uno en el tanque de almacenamiento de solución diluída. Para medir el caudal del flujo del circuito interior, se usaron 4 coriolis: uno se uso para medir el flujo de refrigerante condensado, que se encuentra a la salida del condesador; otro mide el flujo de solución concentrada, que se ecuentra a la entrada del generador; otro mide la solución diluída, que se encuentra a la salida del tanque de almacenamiento; y otro mide el flujo de solución concentrada, que se encuentra a la entrada del absorbedor auxiliar. Para el circuito exterior, que son los

34CAPÍTULO 3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

circuitos de calentamiento y enfriamiento, se usaron 5 flujómetros de propela. Uno en la entrada de agua caliente, en el generador; uno en la entrada de agua fría del condensador; uno en la salida del absorbedor y uno en la entrada del absorbedor auxiliar; y uno en la entrada del evaporador.

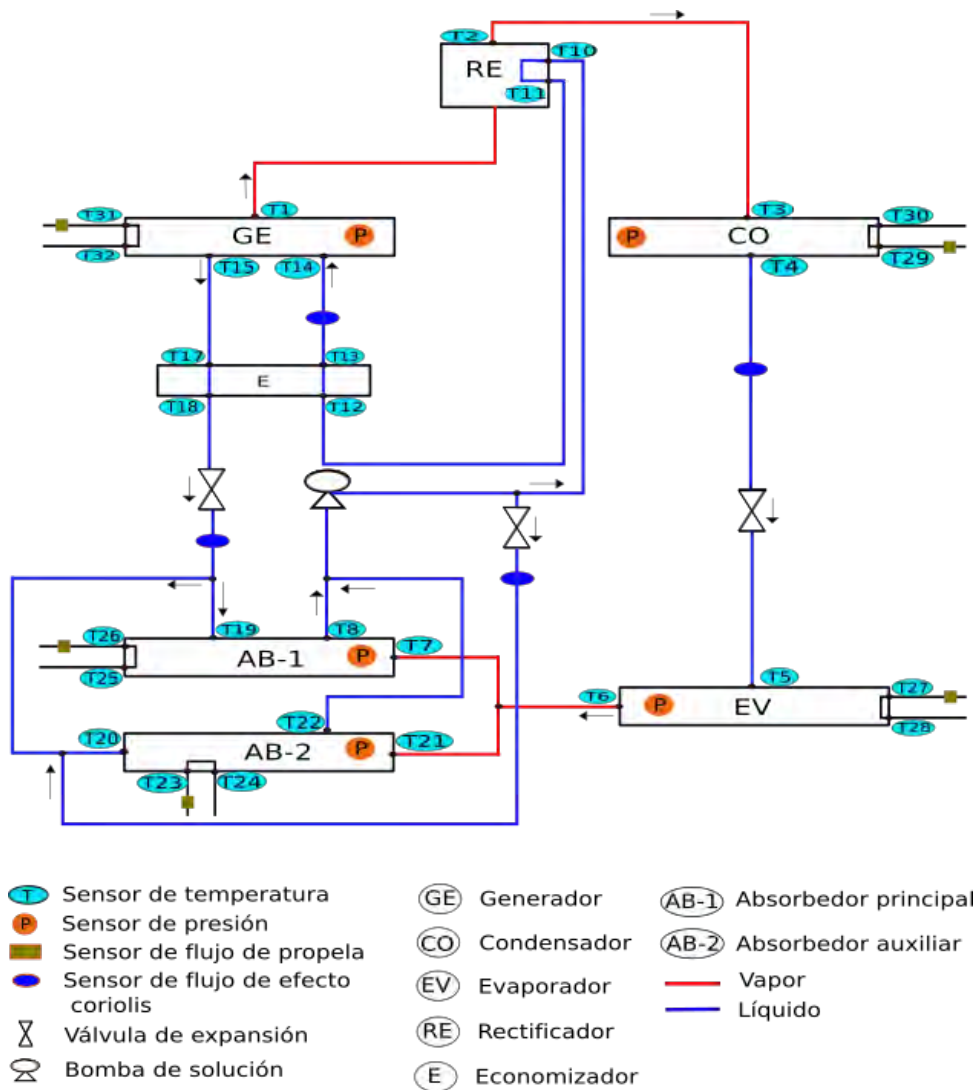


Figura 3.10: Distribución de los sensores.

3.4. Pruebas preliminares del sistema

3.4.1. Prueba de resistencia a la presión.

Las pruebas de presión del sistema se realizaron para garantizar la hermeticidad de los equipos y tuberías del sistema. Esta se realizó con nitrógeno y un compresor de aire. Antes de comenzar la prueba de presión, se ajustaron todos los sellos mecánicos que se conectan con el tubing, así como también los sensores de temperatura. Se abrieron todas las válvulas de globo y se conectó el compresor en uno de los tanques de almacenamiento (solución diluída).

El compresor tiene una presión máxima de 8 bares, por lo tanto, se inyectó esa presión en todo el circuito. Teniendo esa presión, se aisló el circuito de baja presión y el de alta. Enseguida se buscó fugas con un snoop (jabón de baja viscosidad) en el circuito de baja presión (figura 3.13a). Después de haber corregido las fugas, se cambió el compresor por un tanque de nitrógeno. Con el nitrógeno, se aumentó la presión en el circuito de alta hasta llegar a 20 bares. Luego se buscaron fugas como se hizo en la de presión baja, hasta que se corrigió la última fuga. Por último, se dejó presurizado durante 48 horas con las presiones correspondientes. El equipo puede ser dado el visto bueno, cuando las presiones hayan variado muy poco. En dado caso de ser así, se puede proceder a hacer el experimento deseado. Hay que tener en cuenta que durante un día, la variación de la presión puede ser vista grande. Pero esto es simplemente por el cambio de temperatura, después de un tiempo, este vuelve a tener la presión puesta.

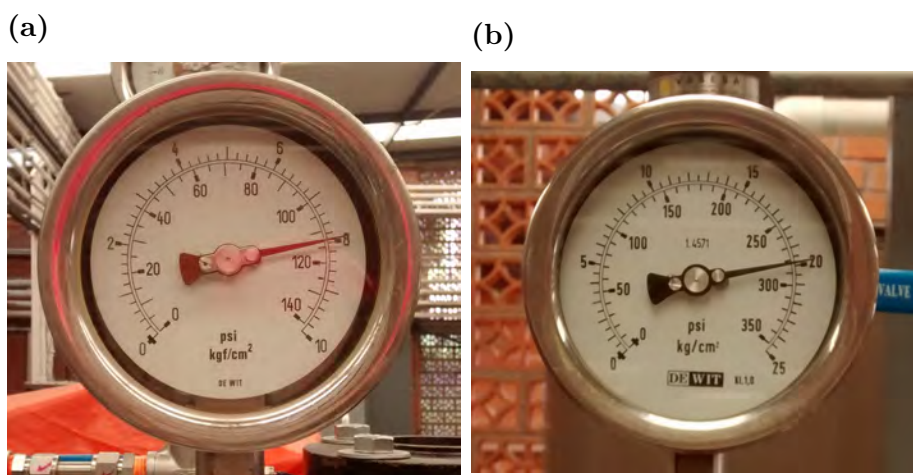


Figura 3.11: Prueba de presión: (a) Presión zona de baja; (b) Presión zona de alta

3.6. Descripción de los subsistemas auxiliares

Subsistema de calentamiento

El sistema de calentamiento solar de agua (SCSA) cuenta con 18 colectores en un arreglo de tres filas en paralelo y cada fila esta compuesto de 6 colectores en serie. La potencia nómial es de 25 kW y llega a una temperatura máxima de 138 °C. También contiene un sistema de calentamiento auxiliar (CA-AUX) que comprende de un depósito el cual tiene una resistencia electrica y una bomba de circulación, la potencia es de 25 kW y una temperatura máxima de 150 °C. El CA-AUX contiene un PID (proportional-integral-derivative) que regula la temperatura.

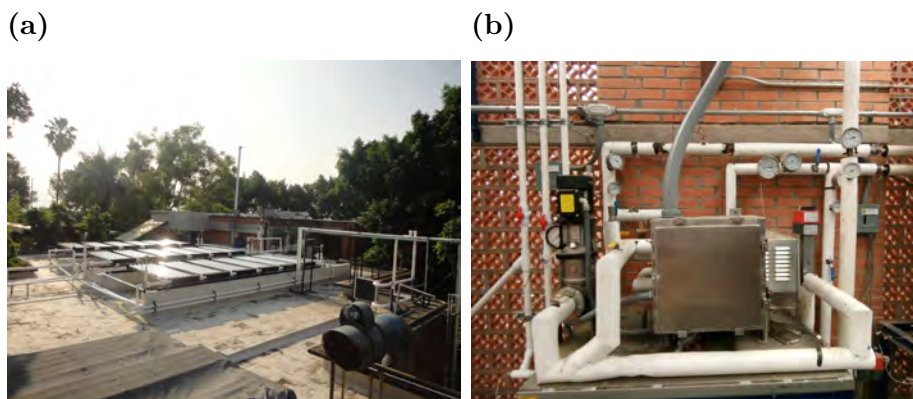


Figura 3.13: (a) Sistema de calentamiento solar; (b) Sistema de calentamiento auxiliar

Subsistema de enfriamiento

Es una torre de enfriamiento húmedo de circuito cerrado marca Transfer Maker Modelos EEC-20, como se ve en la figura 3.14a. En su interior cuenta con un serpentín de enfriamiento, con una capacidad de enfriamiento de 25 $[\frac{kg}{min}]$ de agua de 46 °C a 23 °C con una potencia nómial de 46 kW. Este sistema se encarga de distribuir el flujo de agua al condensador y absorbedor.



Figura 3.14: (a) Sistema de agua helada; (b) Sistema de torre de enfriamiento húmedo

Subsistema de agua helada

El sistema de producción de agua helada es un tanque de almacenamiento (figura. 3.14b) y cuenta con una resistencia eléctrica para mantener la carga térmica requerida; y una bomba para circular el agua por el evaporador.

3.7. Procedimiento de operación del sistema

3.7.1. Procedimiento de arranque del sistema

- Se activa el subsistema de calentamiento y subsistema de enfriamiento, y se hace circular el fluido, que en este caso es agua.
- Se activa la bomba para circular agua en el evaporador.
- Se abren la mayoría de las válvulas de globo que mantiene aislado cada componente y se cierran las siguientes válvulas:
 - La válvula de globo a la entrada del condensador.

- La válvula de globo que se encuentra en la descarga de la bomba de solución.
 - La válvula de expansión que se encuentra a la entrada del evaporador.
 - La válvula de expansión que se encuentra a la entrada de cada absorbedor.
- Se activa la bomba del circuito exterior del generador para circular agua caliente.
 - Alcanzado la temperatura requerida en el generador, enseguida se activa la bomba de solución concentrada y al mismo tiempo se abre la válvula de globo que se encuentra a la descarga de la bomba, la cantidad de flujo másico de solución que va del absorbedor al generador se controla por medio de una válvula de aguja que se encuentra en una de las tres líneas de descarga de solución de la bomba.
 - Cuando se logra la diferencia de presión entre la zona de alta y baja presión, se abre la válvula de globo a la entrada del condensador para empezar a condensar vapor de refrigerante; y también se abre la válvula de expansión a la entrada del absorbedor.
 - Por último se abre la válvula de expansión a la entrada del evaporador, siempre y cuando haya refrigerante de amoníaco condensado. Para saber si hay amoníaco líquido, basta ver las condiciones de presión y temperatura a la salida del condensador.

3.7.2. Procedimiento de paro del sistema

- Apagar la bomba del circuito exterior del generador de agua caliente.
- Apagar el sistema de calentamiento.
- Esperar a que baje un poco la presión en la zona de alta ($\delta P = 3$ bares) .
- Se cierran las válvulas de globo que se encuentran, una entre el rectificador y condensador, y la otra entre el condensador y evaporador.
- Se abre por completo la válvula de expansión que se encuentra a la entrada del evaporador, para que todo el vapor se vaya al absorbedor.
- Apagar la bomba exterior del evaporador.
- Se cierra la válvula de compuerta del circuito del condensador.

- Dejar circular la solución entre el absorbedor y generador para que disminuya la temperatura y la presión ($\delta T = 10$ celcius).
- Se apaga la bomba de solución y se cierran junto con la válvula de globo.
- Cuando la mayoría de la solución este almacenado en el tanque de solución concentrada, se aísla el generador.
- Después Apagar la bomba exterior del agua de enfriamiento del absorbedor.
- Por último se apaga el sistema de enfriamiento.

3.7.3. Procedimiento de paro por emergencia

- Tener una cubeta llena con agua y trapos.
- No salir corriendo.
- **En caso de sobrepresión:**
 - Apagar la bomba exterior del circuito de calentamiento del generador y el sistema de calentamiento.
 - Apagar la bomba de solución.
 - Mantener circulando el agua de enfriamiento para ayudar al equipo a disipar calor, para que baje la presión.
- **En caso de fugas:**
 - Apagar los sistemas de calentamiento.
 - Verificar que tan grande es la fuga.
 - Aislar la fuga con las válvulas de globo.
 - Poner trapos húmedos sobre la fuga.
 - Mantener circulando el agua de enfriamiento, hasta que la temperatura y presión bajen.
 - Abortar el experimento.
 - Guardar los datos.
 - Buscar que ocasionó la fuga y reparar.

Cálculo teórico

En este capítulo, se realizan los cálculos teóricos para un ciclo de enfriamiento por absorción de simple efecto, con algunas consideraciones pertinentes. Con la recopilación de los resultados obtenidos se generan las gráficas y se realiza un análisis detallado de las variables de interés, para conocer el comportamiento teórico del sistema y conducir de las pruebas experimentales del sistema considerando las potencias y condiciones de diseño nominales a las cuales opera el sistema.

4.1. Ecuaciones de balances de los componentes del sistema

En las siguientes ecuaciones se muestra el balance de energía, masa y materia de cada componente del equipo. Los cálculos se hicieron con las ecuaciones de Pátek y Klomfar (1995), que trabajan con la mezcla de amoníaco-agua. Los balances se realizaron de acuerdo a la figura 4.1 y se tomaron la siguientes consideraciones.

Consideraciones para el cálculo teórico:

- El sistema opera en estado estacionario.
- La caída de presión en la tubería es despreciable.
- Se desprecian cambios de energía cinética y potencial.
- Se tiene como líquido y vapor saturado a la salida del condensador y evaporador.
- Se considera solución saturada en equilibrio a la salida del generador y absorbedor.
- Se desprecian las pérdidas de calor en la tubería y componentes del equipo.

4.1. ECUACIONES DE BALANCES DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA 43

$$\dot{m}_9 * X_9 + \dot{m}_{13} * X_{13} = \dot{m}_1 * X_1 + \dot{m}_{10} * X_{10} \quad (4.3)$$

- Ecuaciones de balance del rectificador.

$$Q_{RE} = \dot{m}_{sol} * C_{p(sol)} * (T_8 - T_7) \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_1 * h_1 = \dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_{13} * h_{13} + Q_{RE} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_1 * X_1 = \dot{m}_2 * X_2 + \dot{m}_{13} * X_{13} \quad (4.6)$$

$$Q_{RE} + \dot{m}_7 * h_7 = \dot{m}_8 * h_8 \quad (4.7)$$

- Ecuaciones de balance del condensador.

$$\dot{m}_2 * h_2 = \dot{m}_3 * h_3 + Q_{CO} \quad (4.8)$$

- Ecuaciones de balance del evaporador.

$$Q_{EV} + \dot{m}_4 * h_4 = \dot{m}_5 * h_5 \quad (4.9)$$

- Ecuaciones de balance del absorbedor principal y auxiliar.

$$\dot{m}_5 * h_5 + \dot{m}_{12} * h_{12} = \dot{m}_6 * h_6 + Q_{AB} \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_6 \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_5 * X_5 + \dot{m}_{12} * X_{12} = \dot{m}_6 * X_6 \quad (4.12)$$

- Ecuaciones de balance del economizador

$$\dot{m}_8 * h_8 + \dot{m}_{10} * h_{10} = \dot{m}_9 * h_9 + \dot{m}_{11} * h_{11} \quad (4.13)$$

$$\epsilon_{fec} = \frac{h_9 - h_8}{h_{10} - h_8} \quad (4.14)$$

- Ecuaciones de balance de la bomba

$$\dot{m}_6 * h_6 + W_B = \dot{m}_7 * h_7 \quad (4.15)$$

$$W_B = (P_7 - P_6) * \dot{v}_6 * \dot{m}_6 \quad (4.16)$$

- COP del equipo

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + W_B} \quad (4.17)$$

4.2. Resultados teóricos del sistema.

Los cálculos se realizaron cambiando las variables de interés, en este caso son: la temperatura de enfriamiento (T_{EV}), la temperatura del generador (T_{GE}), la temperatura del condensador (T_{CO}) y la temperatura de absorción (T_{AB}). Mientras que la potencia de evaporación, la efectividad del economizador y la purificación de amoníaco se mantuvieron constante.

En la gráfica 4.2a, se muestra el coeficiente de rendimiento teórico a diferentes temperaturas de evaporación y generación. En este caso la temperatura de condensación y absorción fue de 35 °C. Se puede observar que el COP, es mayor cuando la temperatura de enfriamiento es de 10 °C con temperaturas bajas de generación. Pero en cuanto se empieza a aumentar la temperatura de generación, el cop empieza a disminuir. Esto se debe, a que la potencia de evaporación se mantiene constante y únicamente la carga térmica del generador aumenta. En caso contrario de aumentar o disminuir tanto la potencia de evaporación como la de generación, el cop tendría el mismo comportamiento como se ve a -10 °C. Otro deducción importante de la gráfica, es que el aumento de la energía térmica es innecesario para lograr temperaturas de 10 °C, debido a que no se necesita un caída de presión alta del refrigerante en la válvula de expansión.

Aunado a lo anterior, en la gráfica 4.2b, la concentración de amoníaco en el vapor aumenta con la disminución de la temperatura de generación y disminuye conforme se aumenta la temperatura. Esto se debe, a que al aumentar la temperatura de generación las trazas de agua tienen más oportunidad de evaporarse junto con el amoníaco, debido a la afinidad de la mezcla, lo que lleva a obtener un refrigerante con menor pureza. Aunque el flujo de amoníaco aumenta, las trazas de agua también, lo que puede llevar a ocasionar problema de rendimiento del equipo. Por otro lado, el

aumento del flujo de amoníaco puede verse con la disminución de la concentración de la solución diluida, hasta que llega a un punto donde la concentración ya no cambia significativamente, mientras que la concentración de refrigerante de vapor sigue disminuyendo.

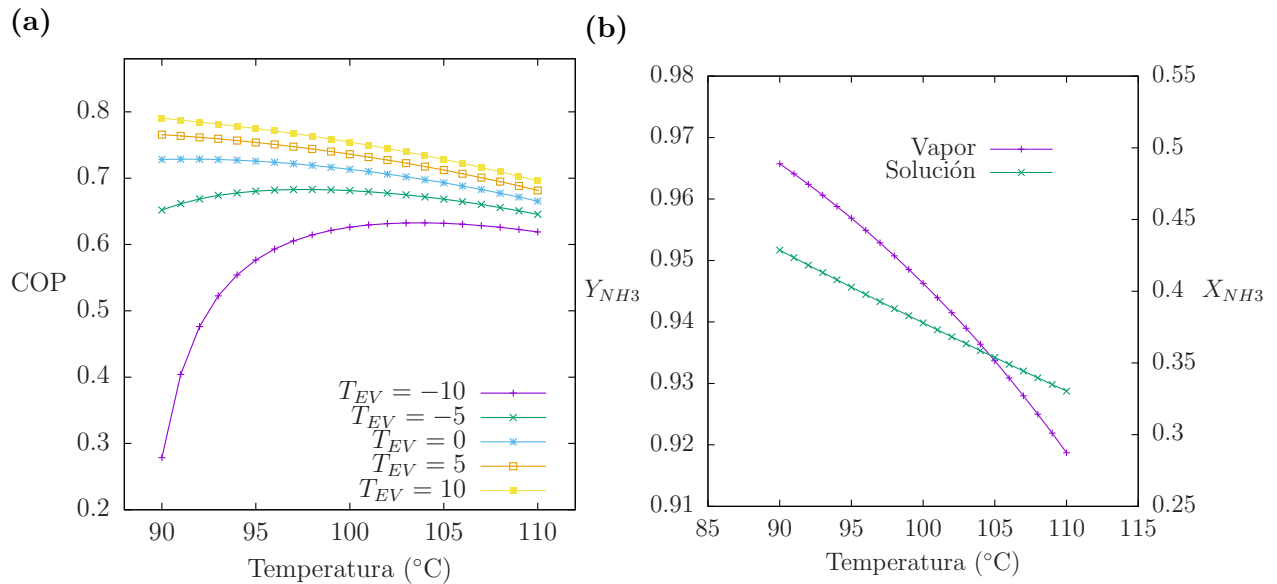


Figura 4.2: (a) Temperatura de generación vs COP; y (b) Temperatura de generación vs Y_{NH_3} .

En la siguiente gráfica 4.3a, se hace variar la temperatura de condensación para diferentes temperaturas de generación. Mientras que la temperatura de evaporación y absorción fueron de -10 °C y 35 °C , respectivamente. En este caso, puede verse que el COP es mayor con temperaturas bajas de condensación para temperaturas bajas de generación de 90, 95 y 100 °C. Mientras que para temperaturas altas de generación y temperaturas bajas de condensación el COP es bajo, y conforme la temperatura de condensación se va aumentando, el COP también aumenta. Hasta que llega a un valor de temperatura de condensación donde este empieza a disminuir. Por otro lado, a una temperatura de 30 °C, el COP se encuentra entre 0.6 y 0.65 para todas las temperaturas de generación, y para otros valores de temperatura de condensación los valores del COP se desplazan con la temperatura de generación alejando del rango previamente mencionado, de manera que, unos se mantienen en ese rango y otros se caen más rápido.

En la figura 4.3b, se muestra el comportamiento de la concentración de vapor de amoníaco a diferentes temperaturas de generación y presión. En este caso, la concentración molar aumenta con la disminución de la temperatura de generación

y con el aumento de la presión. Esto es porque a bajas temperaturas de generación el agua tiene menos oportunidad de evaporarse, debido a la cantidad de energía que necesita para cambiar de fase a esas presiones. Pero en cuanto se empieza a aumentar la temperatura de generación la trazas de agua empiezan a aumentar, esto también tiene que ver con la afinidad que tiene el absorbente con el refrigerante. Otro punto importante es que el aumento de la concentración en la solución concentrada, lleva a tener altas presiones, lo que lleva a disminuir la temperatura de generación. Aunque esto es bueno para el COP del equipo, se estaría sacrificando la línea de baja presión, debido a que la concentración de solución diluida aumentaría y por lo tanto aumentaría la presión en el absorbedor. Si se considera este caso, la única solución sería disminuir la temperatura de enfriamiento para bajar la presión en el absorbedor, para que el rendimiento del equipo no se vea tan afectado. Por otro lado, el aumento de la temperatura de generación también aumenta la generación de refrigerante y por lo tanto disminuiría la concentración diluida.

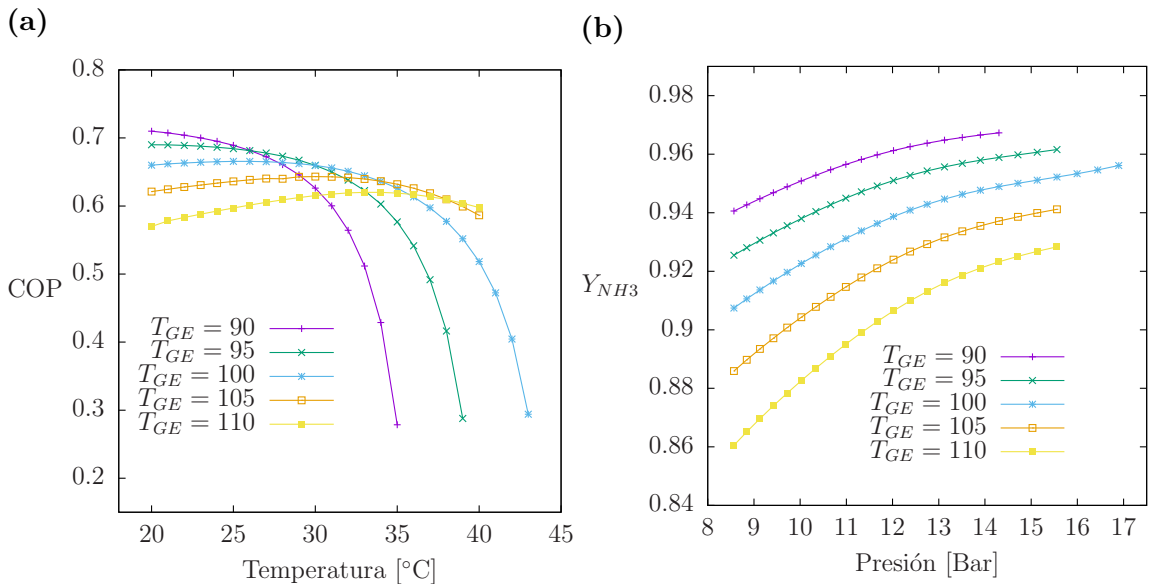


Figura 4.3: (a) Temperatura de condensación vs COP; y (b) Presión vs Y_{NH3} .

En la siguiente gráfica 4.4, se muestra el comportamiento del COP y la concentración molar de la solución del absorbedor (rica en amoníaco) a diferentes temperaturas de generación y absorción, con una temperatura constante de condensación de 25 °C y -10 °C de evaporación. De acuerdo a la gráfica, el COP es mayor cuando la temperatura de generación y absorción es baja, y disminuye cuando estas aumentan. Para el caso de 90 °C y 110 °C, el COP máximo es de 0.74 y 0.71, respectivamente, para una temperatura de absorción de 20 °C. Y el mínimo es de 0.63 y 0.59 para una

temperatura de absorción de 40 °C. Con estos datos, no hay cambios tan bruscos en el COP, manteniéndose en el rango de 0.74 y 0.59, llegando así hasta la temperatura de absorción de 40 °C. Después de este valor, el COP empieza a disminuir para temperaturas de generación bajas. Aunado a esto, el COP también es influenciado por la concentración, que esta a la vez depende de la temperatura de absorción. Como se puede ver en la misma gráfica, la solución concentrada aumenta con temperaturas bajas en el absorbedor. Y en caso contrario estas disminuyen.

Se puede notar que, para todas las condiciones, el valor de la concentración es la misma para todas las líneas de generación. Si se analizan bien las líneas, se ve que cuando el valor de la solución concentrada es alta comparada con los demás, el COP es mayor. Esto está implicado en los flujos másicos que van y salen del generador, en otras palabras, cuando se tiene concentraciones altas a la salida del absorbedor, el flujo másico debe ser pequeño, debido a que se puede generar la cantidad necesaria de refrigerante para lograr la potencia de enfriamiento y por lo tanto la carga térmica disminuye y con ello aumenta el COP. En cambio, si el valor de la solución concentrada es pequeña, entonces el flujo másico debe aumentarse y por ende la carga térmica aumenta y el COP disminuye. Otro parámetro importante que se puede ver es la temperatura de generación. Si se aumenta la temperatura de generación el COP disminuye, y en caso contrario el COP aumenta.

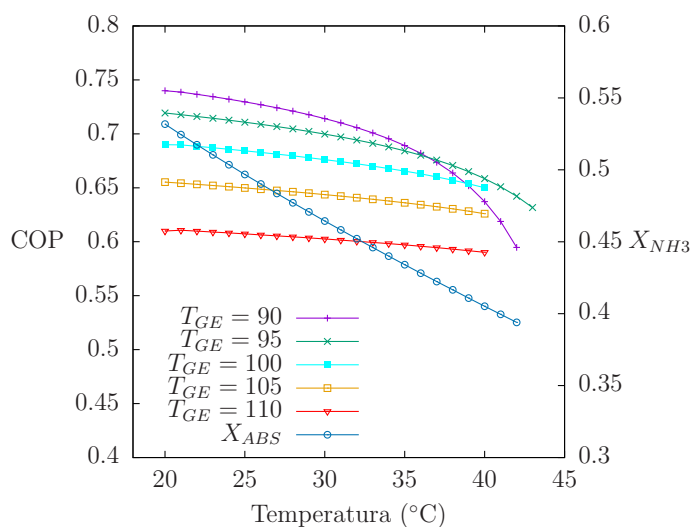


Figura 4.4: Temperatura de absorción vs COP y X_{NH3} .

En la tabla 4.1, se muestran los valores de diseño teóricos de cada componente; y en la tabla 4.2, las condiciones de trabajo de temperaturas y flujos másicos internos y externos.

Tabla 4.1: Potencia y Cop de diseño

Parámetros	Unidad	Valor
Q_{GE}	[kW]	18
Q_{CO}	[kW]	12
Q_{EV}	[kW]	12
Q_{AB}	[kW]	18
COP		0.6

Tabla 4.2: Condiciones de diseño

Parámetros	Unidad	Valor
Generador	[°C]	105
Condensador	[°C]	35
Evaporador	[°C]	-10
Absorbedor	[°C]	35
Sol. rectificador	[°C]	58
Flujo másico interno		
AB-GE	$\left[\frac{kg}{min}\right]$	5.15
GE-AB	$\left[\frac{kg}{min}\right]$	4.55
CO-EV	$\left[\frac{kg}{min}\right]$	0.56
Flujo másico externo		
GE	$\left[\frac{kg}{min}\right]$	30.92
CO	$\left[\frac{kg}{min}\right]$	14.60
EV	$\left[\frac{kg}{min}\right]$	13.01
AB	$\left[\frac{kg}{min}\right]$	25.77

Resultados

En este capítulo se presentan y se analizan los resultados de las pruebas experimentales del sistema de enfriamiento por absorción (SEA). Por lo que, se realiza un análisis de la temperatura de generación, condensación, evaporación y absorción; así como también los flujos másicos internos y externos en cada equipo del sistema, los cuales fueron establecidos en base a los cálculos teóricos. También se muestran las capacidades térmicas de los componentes y el coeficiente de operación (COP) al operar el sistema de manera estable. Se realizaron varias pruebas experimentales reportándose en este capítulo las más representativas.

5.1. Perfiles de temperatura, presión y flujo másico del equipo

Durante las pruebas experimentales, se fijó una temperatura de generación T_{GE} de 125 °C a través del agua de calentamiento, mientras que la temperatura externa para condensación fue fijada por la torre de enfriamiento, que dependía de la temperatura ambiente, en este caso la temperatura del agua de enfriamiento se encontraba alrededor de 24 °C. En cuanto a la temperatura del agua en el circuito secundario del evaporador, al inicio se encontraba a la temperatura ambiente cercana a 28 °C, y con el paso del tiempo esta disminuyó hasta una temperatura de 10 °C, manteniendo una diferencia de temperatura constante de 6 °C. En tanto en el absorbedor, la temperatura de agua de enfriamiento externo se mantuvo en 40 °C en promedio.

Las pruebas se iniciaron cuando la temperatura de generación fue alcanzada. Después se activa la bomba de solución concentrada cercana al 41 % al generador, para producir el vapor de refrigerante y enviarlo al equipo rectificador para aumentar su pureza. Enseguida se fijan los flujos másicos internos, de diseño que van del generador al absorbedor y posteriormente el flujo de refrigerante. En estas prue-

bas, unicamente se pudo fijar la temperatura de generación y los flujos másicos del generador y absorbedor. En cuanto a la temperatura de condensación y absorción dependio de la torre de enfriamiento.

En la grafica 5.1a se muestra el perfil de presiones de cada componente del sistema en función del tiempo de la primera prueba preliminar. En este caso la línea de alta presión se encuentra entre 10.8 bares. También se puede apreciar que la presión del generador es ligeramente más alta que la del condensador, la diferencia promedio es de 0.1 bares y puede ser causa de una acumulación de vapor en él, además de que en el generador se encuentra la fuente térmica. Por otro lado, la línea de baja presión se mantiene en 4.4 bares. En este caso el evaporador se mantiene por arriba del absorbedor, a causa de la evaporación del refrigerante amoniaco. La diferencia de presión entre la linea de alta y baja presión fue del orden de 6.4 bares, y es favorable para lograr el proceso de enfriamiento.

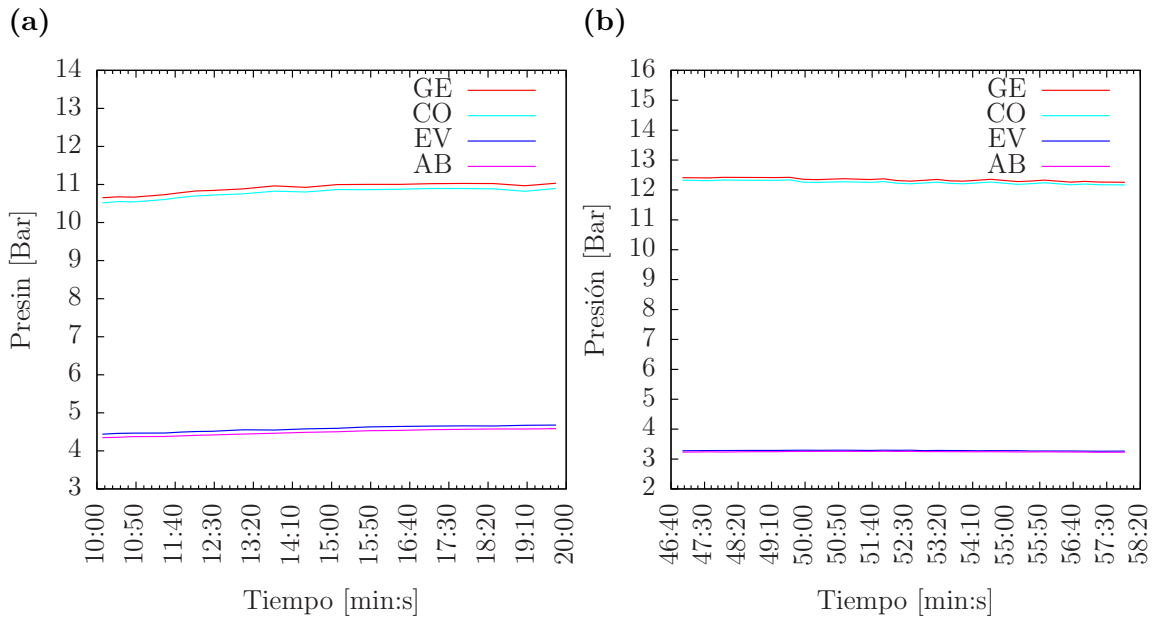


Figura 5.1: Perfil de presión en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba

En la gráfica 5.1b se muestran las presiones de los equipos para la segunda prueba experimental, la presión en el circuito de alta es de 13 bares, siendo mayor que en la primera, esto puede ser atribuido a que el flujo másico de solución concentrada, fue menor y por lo tanto se generó más vapor. Mientras que en el circuito de baja presión se mantuvo en 4 bares, y fue menor que la prueba uno, debido a que la

5.1. PERFILES DE TEMPERATURA, PRESIÓN Y FLUJO MÁSSICO DEL EQUIPO51

temperatura de entrada de vapor de amonico en el evaporador fue también baja respecto que la prueba uno. En esta prueba se obtuvo una diferencia de presión de 9 bares.

En la grafica 5.2a se muestran los perfiles de temperatura de los flujos internos y externos del generador de la primera prueba experimental, mientras que en la figura 5.2b se presenta la segunda prueba. Análizando la primera prueba, la temperatura promedio del agua a la entrada fue 126.5 °C y la salida de 111.5 °C, manteniendo una diferencia de temperatura de calentamiento de 14.6 °C. Las variaciones en la temperatura de agua caliente que entra al generador en el circuito secundario, se deben a que la resistencia del sistema de calentamiento se apagaba y encendía para mantener la temperatura requerida, lo cual también sucedio el la segunda prueba. Por otra parte, la temperatura de vapor de refrigerante que sale del generador fue de 101 °C obteniendo una concentracion de 0.92, mientras que la temperatura de la solución diluida fue de 102 °C saliendo del generador con una concentración de 0.32, esto es debido a que cuando el vapor de refrigerante es producido, este sale inmediatamente del generador, en cambio, la solución diluida cae hasta el último tubo, lo que lleva a retirar más energía al agua, produciendo un incremento de temperatura. En cuanto a la temperatura de la solución concentrada, esta entra a 89 °C al generador, lo que implica una disminución en la carga térmica requerida en el generador.

En el caso de la segunda prueba, la temperatura del agua que entra al generador fue de 124 °C y salía a 114 °C. En cuanto a la temperatura del vapor de amonico que sale del generador fue de 107 °C en promedio, siendo mayor que la registrada en la primera prueba, con una concentración de 0.91, esto fue debido a que el flujo mássico de solución concentrada enviado al generador fue menor. Lo anterior concuerda con los resultados numericos de Zhang y Gao (2016), cuando el flujo de solución sobre un tubo horizontal es grande, esto tiende a incrementar el grosor de la película y por lo tanto hay resistencia a la transferencia de calor. En este caso el grosor de la película fue más pequeña, la transferencia de calor fue mejor y por lo tanto el vapor salía a mayor temperatura, aunque a menor concentración. Por otra parte, la temperatura de la solución diluida saliendo del generador fue de 109.3 °C, lo cual es mayor que en la prueba anterior. Mientras que la solución concentrada que entraba al generador fue de 97 °C.

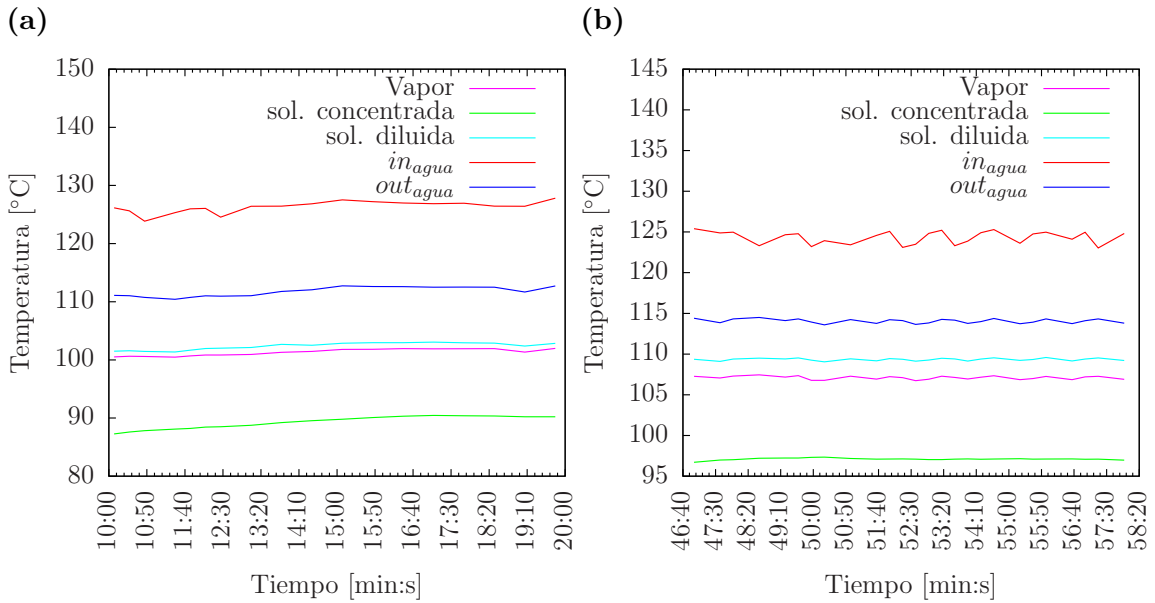


Figura 5.2: Perfil de temperatura del generador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba

En cuanto a los flujo máscicos de solución concentrada que circula del absorbedor hacia el generador. En la primera prueba el flujo máscico de solución fue de $5.24 \left[\frac{kg}{min} \right]$ y en la segunda de $5.15 \left[\frac{kg}{min} \right]$. Durante la primera prueba, la producción de refrigerante fue de $0.3 \left[\frac{kg}{min} \right]$, en tanto que en la segunda fue de $0.22 \left[\frac{kg}{min} \right]$. De los resultados experimentales de Zavaleta-Aguilar y Simões Moreira (2015), se sabe que el flujo de refrigerante aumenta cuando se incrementa la temperatura de generación y el flujo de solución concentrada en el generador, mientras que la concentración en el vapor de refrigerante que sale del generador disminuye. En las pruebas experimentales se observó la disminución de la concentración en la segunda prueba y el aumento de refrigerante en la primera prueba, que fue influencia del flujo máscico que circula del absorbedor al generador. Cabe mencionar que, en la primera prueba se intento mantener por más tiempo la cantidad de $0.3 \left[\frac{kg}{min} \right]$ de refrigerante de amoniaco durante la prueba, pero esta caía después de 15 minutos.

En la figura (fig. 5.3) se muestra el comportamiento de la temperatura de las corrientes del absorbedor en función del tiempo. En la primera prueba se observa que la temperatura de entrada del agua de enfriamiento en el absorbedor fue de $42 \text{ } ^\circ\text{C}$ y la salida de $48.6 \text{ } ^\circ\text{C}$, teniendo una diferencia de $6.6 \text{ } ^\circ\text{C}$ en promedio, mientras que la segunda prueba la temperatura de entrada fue de $42 \text{ } ^\circ\text{C}$ y salida de $48 \text{ } ^\circ\text{C}$, obteniendo el mismo delta de temperatura. Por otra parte, la temperatura de solución concentrada fue de $51.3 \text{ } ^\circ\text{C}$ en la primera prueba; y de la segunda se mantuvo

5.1. PERFILES DE TEMPERATURA, PRESIÓN Y FLUJO MÁSSICO DEL EQUIPO53

en 49 °C, este cambio se debió a la temperatura de entrada del vapor de amoniaco al absorbedor, debido a que en la primera prueba la temperatura fue de 13.25 °C en promedio, mayor que en la segunda prueba que fue de 9.6 °C en promedio. Aunque hay pequeños cambios en la temperatura, la solución concentrada fue de 0.41 en ambas pruebas, a pesar del cambio del flujo másico, ya que, la del generador en la primera prueba fue de $5.14 \left[\frac{kg}{min} \right]$, menor que en la segunda siendo de $5.51 \left[\frac{kg}{min} \right]$. Este es otro parámetro por el cuál la temperatura de salida fue menor en la segunda prueba, considerando que al tener un flujo de solución diluida mayor comparado con la primera prueba, el grosor de la película aumenta, haciendo que la transferencia de calor sea menor. Aunque esto podría causar un aumento de la temperatura y menor concentración a la salida de la solución, esto no sucede, debido a que el refrigerante entra a menor temperatura y con menor flujo másico de refrigerante comparado con la primera prueba.

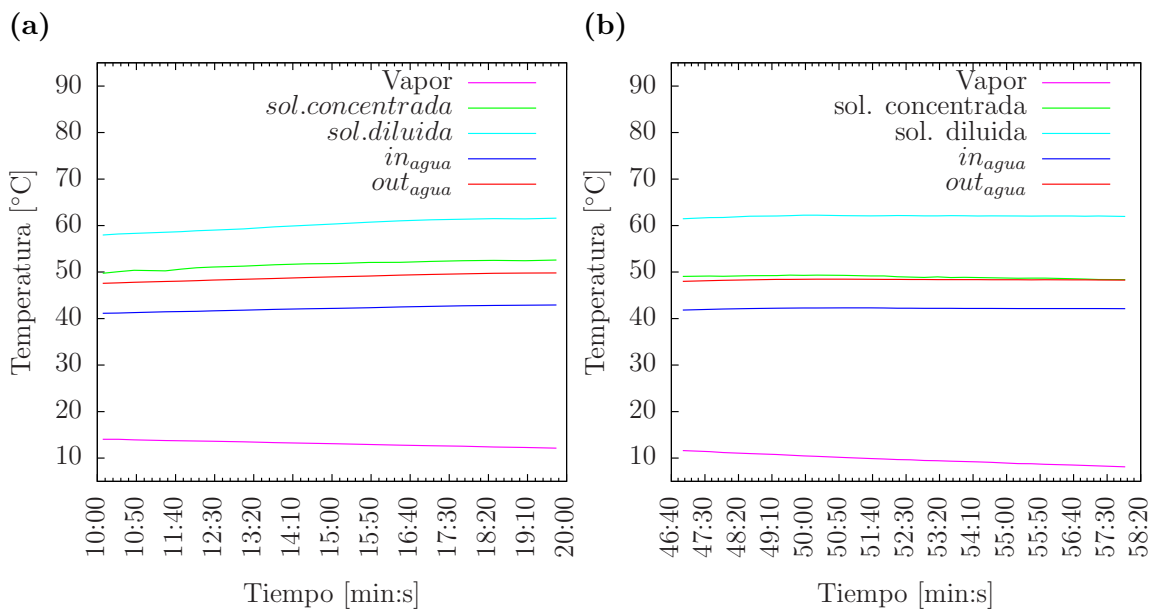


Figura 5.3: Perfil de temperatura del absorbedor en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba

También se observan más variaciones en algunas mediciones de las temperaturas, como es el caso de la primera prueba, como son: el vapor, la solución concentrada y la solución diluida. Puesto que, al realizar la prueba y mover algunos parámetros, como en este caso fue el flujo de solución, se pierde un poco la estabilidad en el equipo. Se puede ver que en la segunda prueba, se movieron menos los parámetros de operación del sistema y mostrándose una mejor estabilidad.

En la figura 5.4 se muestran el perfiles de temperatura de las corrientes del condensador. En el caso de la primera prueba 5.4a, la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del condensador fue de 20.8 °C y salía a 37.4 °C, mientras que la temperatura de entrada del vapor de amoniaco al condensador fue de 85.6 °C y la salida del amoniaco líquido de 28.7 °C en promedio. Para el caso de la segunda prueba, figura 5.4b, la temperatura de entrada del agua de enfriamiento fue de 22.4 °C y la salida de 38.8 °C, mientras que la temperatura del vapor de amoniaco a la entrada fue de 83 °C y del amoniaco líquido a la salida fue de 26.6 °C. Al analizar estas condiciones de temperatura y presión que se tienen del refrigerante amoniaco a la salida del condensador, se observó un subenfriamiento, lo cual garantiza el paso de amoniaco líquido por la válvula de expansión asegurando el efecto de enfriamiento en el evaporador del sistema.

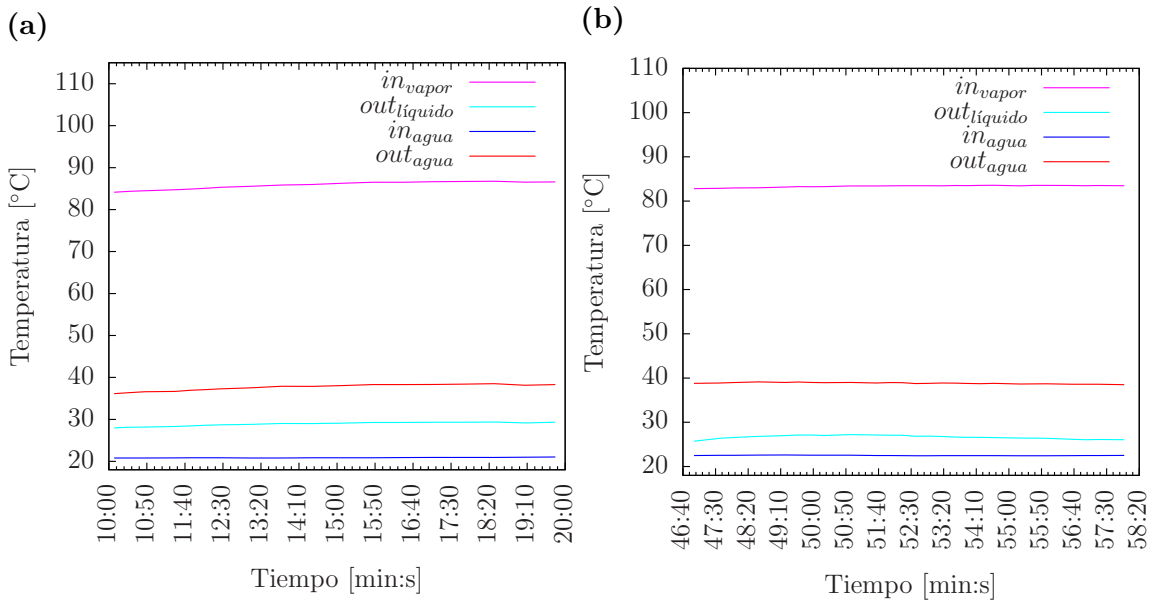


Figura 5.4: Perfil de temperatura del condensador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba

En la figura 5.5 se presentan los perfiles de temperaturas de los flujos másicos de entrada y salida del evaporador en función del tiempo. En la figura 5.5a, se aprecia que la temperatura de entrada del agua para la producción de fría fue de 13.4 °C y salía a 10.6 °C en promedio, esto es debido a que no se activo la resistencia del subsistema de producción de agua helada que simula la demanda de carga térmica de enfriamiento y que mantiene la temperatura del agua que entra al evaporador constante, por lo cual la temperatura del agua iba descendiendo a lo largo de las pruebas. Por otro lado, la temperatura del refrigerante a la entrada del evapora-

5.1. PERFILES DE TEMPERATURA, PRESIÓN Y FLUJO MÁSSICO DEL EQUIPO55

dor fue de $4.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para el caso de la temperatura de salida del vapor de amoniaco del evaporador, este se encontraba a la misma temperatura de entrada del agua, obteniendo el mismo comportamiento descendente. En cuanto a la figura 5.5b, la temperatura de entrada del refrigerante, fue de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ en promedio, puesto que, había una mayor diferencia de presión, y por lo tanto, una mayor diferencia de temperatura del refrigerante entre la entrada y salida, al igual que en el agua de enfriamiento.

En las gráficas se aprecia que la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del refrigerante va disminuyendo conforme pasa el tiempo, esto se debio al efecto de circular el agua al evaporador sin tener una demanda de carga térmica.

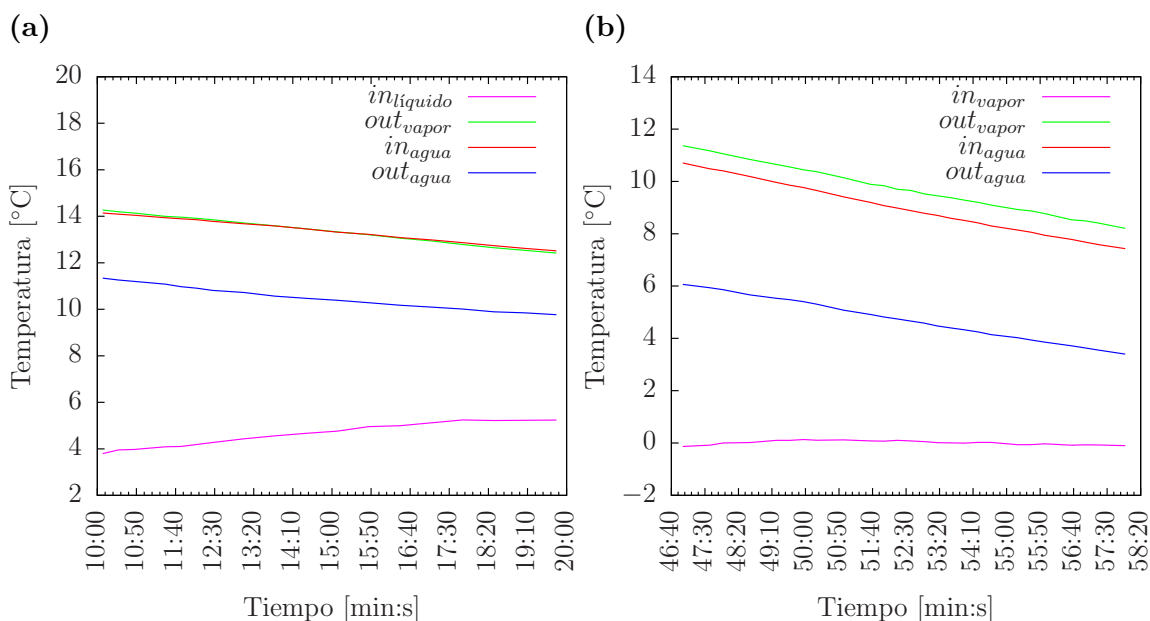


Figura 5.5: Perfil de temperatura del evaporador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba

En la figura (fig. 5.6) se muestra el perfil de temperatura de las dos corrientes de solución concentrada y diluida. De acuerdo a la grafica 5.6a, se observa que la temperatura de entrada de la solución diluida del economizador fue de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ y salia a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una diferencia promedio de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Al lograr este cambio de temperatura, se mejora el rendimiento del absorbedor, en otras palabras, mejoramos el proceso de absorción de vapor obteniendo mayor concentración de amoniaco. Por otra parte, en el lado de la solución concentrada, este fue de $52.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la entrada y salia a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Al obtener esta temperatura de salida, la carga térmica del generador disminuye en comparación sino se contara con el economizador. Para lo cuál este tuvo una efectividad de 0.71.

En la siguiente gráfica 5.6b los valores se mostraron más estables. En efecto la temperatura de entrada de la solución diluida se mantuvo en $108.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ y salía a $62\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una diferencia de $47\text{ }^{\circ}\text{C}$. Mientras tanto, el lado de la solución concentrada era de $50.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y salía a $98\text{ }^{\circ}\text{C}$. En esta prueba, se obtuvo mayores temperatura de salida de la solución concentrada con una diferencia de $48\text{ }^{\circ}\text{C}$, logrando una efectividad de 0.76. De acuerdo a las gráficas, se observa claramente que un economizador es de mucha importancia para un sistema de enfriamiento. Debido a que ayuda a realizar un precalentamiento antes de entrar al generador y un preenfriamiento antes de entrar al absorbedor, de manera que se recupera una parte de la energía que se suministra al sistema.

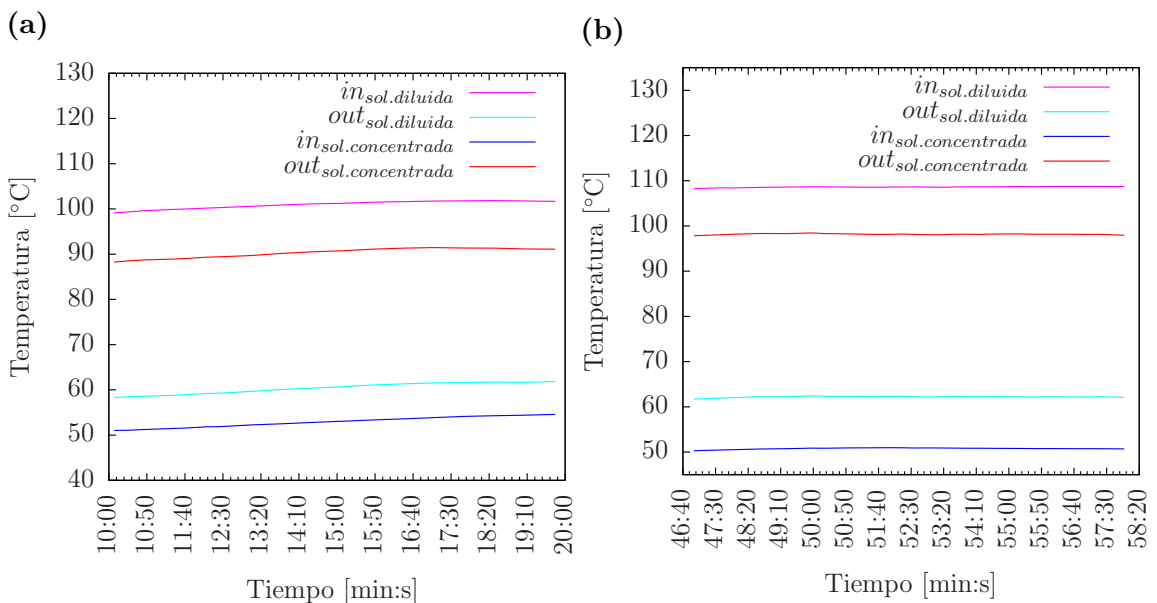


Figura 5.6: Perfil de temperatura del economizador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba

Una de las principales razones para usar la mezcla de amonaco-agua, es que son fáciles de adquirir, además de que son amigables con el ambiente. Sin embargo, el uso de esta mezcla, lleva consigo a usar un componente adicional en el sistema, que es un equipo rectificador, que es usado para retirar las trazas de agua que el vapor de amonaco lleva cuando este se genera y es enviado al condensador. En algunos casos al operar el sistema con temperaturas bajas de generación, existe la posibilidad de que el vapor refrigerante generado lleve menos trazas de agua, aunque es imposible lograr purezas del 100 % debido a la afinidad que existen entre los componentes de la mezcla. Es por esta razón, que se diseñó un rectificador, el cual se instaló a la salida del vapor de refrigerante del generador, para aumentar la pureza del refrigerante.

5.1. PERFILES DE TEMPERATURA, PRESIÓN Y FLUJO MÁSSICO DEL EQUIPO57

En la gráfica 5.7 se muestra los perfiles de temperatura del rectificador, tanto de la solución concentrada para retirar el calor de rectificación, como del vapor proveniente del generador. En el caso del vapor, su temperatura de entrada se mantuvo en 101 °C y la salida en 87 °C, obteniendo un delta de 16 °C, con lo cual se alcanzó una pureza del refrigerante de 0.96. Mientras que el caso de la segunda prueba, la temperatura de entrada fue de 107 °C en promedio y la de salida de 86 °C, con estas condiciones se obtuvo una concentración de 0.97, mayor que en la primera prueba. Puesto que, la temperatura de entrada de la solución concentrada fue menor que en la primera prueba. La temperatura de entrada de la solución fue de 50.5 °C y salía 52.8 °C. En tanto en la segunda prueba, este entraba a 49 °C y salía a 51 °C. Para este caso, la diferencia fue de 2 °C, mientras que en la primera tuvo un máximo de 3 °C y un mínimo de 2.3 °C.

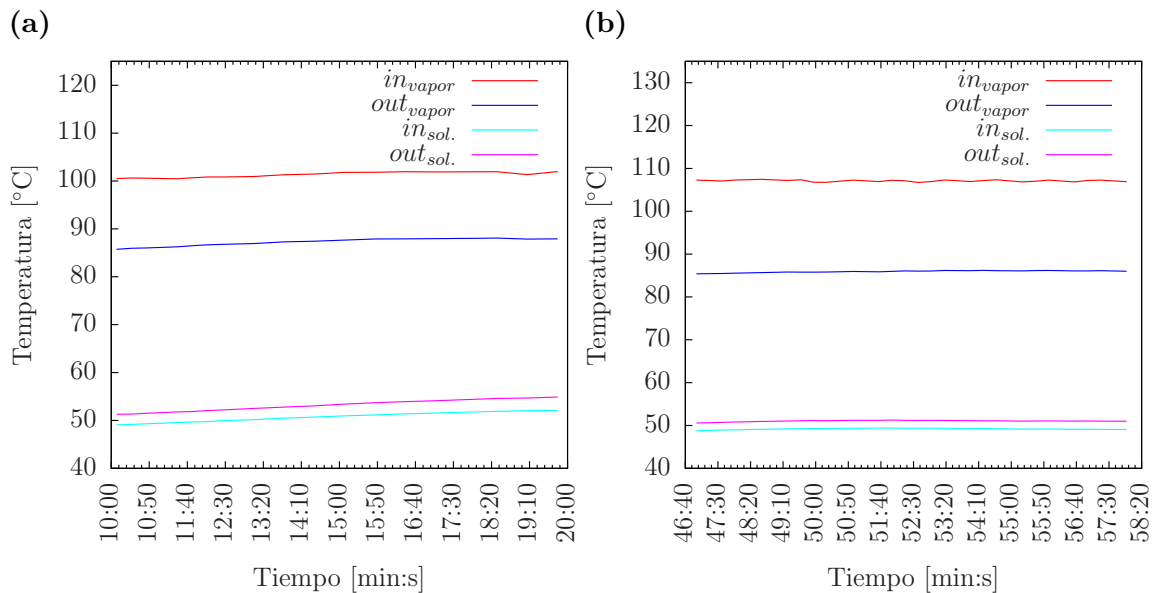


Figura 5.7: Perfil de temperatura del rectificador en función del tiempo (a)Primera prueba, y (b)Segunda prueba

Es fácil notar que la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del vapor, es mayor que, la diferencia de temperatura entre la entrada y salida de la solución. Eso se debió, porque al hacer circular el vapor de refrigerante de amoníaco por el exterior del serpentín, este no sólo intercambiaba calor con la solución concentrada, sino que también lo hacía con la pared del cilindro y con las mamparas. Por lo tanto, cuando el vapor de amoníaco entra al rectificador, este tiene menos área de contacto con la solución concentrada que fluye por el interior del serpentín, lo que causa un

bajo delta de temperatura en la solución.

5.2. Capacidades térmicas de los componentes del sistema

En la tabla 5.1 se comparan las capacidades térmicas, la efectividad y el COP de los resultados experimentales de las dos mejores pruebas realizadas y la comparación contra los valores teóricos del sistema de enfriamiento por absorción. En el caso de la primera prueba, la capacidad de generación fue mayor que en la segunda con una diferencia de 2.3 kW, debido a que los flujos máscicos fueron mayores tanto del refrigerante como el de la solución concentrada (tabla 5.2). De igual manera, pasó con la potencia del condensador y evaporador donde el flujo máscico fue menor que en la primera prueba, teniendo una diferencia de 2.3 y 2.26 kW, respectivamente. Mientras que en el caso del absorbedor no hubo tanta diferencia significativa en la potencia comparada con las anteriores, al igual que en el rectificador. Por otra parte, la efectividad del economizador fue mayor en la segunda prueba, puesto que, la diferencia de temperatura entre la entrada y salida era mayor que en la primera. En cuanto al COP, este fue mayor en la primera prueba porque se generó más vapor de refrigerante y por lo tanto mayor capacidad de enfriamiento.

Tabla 5.1: Comparación de resultados teóricos y experimentales.

Parámetros	Unidades	Primera prueba	Segunda prueba	Diseño
Q_{GE}	[kW]	15.83	14.71	18
Q_{CO}	[kW]	7.36	5.06	12
Q_{EV}	[kW]	7.38	5.12	12
Q_{AB}	[kW]	12.90	12.54	18
Q_{REC} Sol.	[kW]	0.96	0.72	
Q_{REC} Va.	[kW]	1.05	1.08	2
ϵ_{fec}		0.71	0.76	0.9
COP		0.45	0.33	0.6

En la tabla 5.2 se comparan los flujos máscicos externos e internos del equipo. Para el caso de los flujos internos, el flujo de solución concentrada estuvo por arriba de las condiciones de diseño y para la solución diluida se mantuvo casi en su rango. Mientras que para el flujo de refrigerante, este se mantuvo a la mitad. Para acercarse a las condiciones de diseño, los parámetros que pueden ser alterados son: aumentar el flujo de solución concentrada; aumentar la temperatura en el agua de

5.2. CAPACIDADES TÉRMICAS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA 59

calentamiento y aumentar la concentración en la solución. Este último lleva a generar vapor de amoniaco a menor temperatura, por lo que la potencia de generación disminuiría. Pero esto lleva a castigar a la línea de baja presión, debido que al aumentar la concentración tiende a aumentar la presión. Aunque se sabe que, para lograr una mayor absorción se debe tener temperaturas bajas y alta presión, pero en este caso no se puede obtener alta presión debido a que se requiere la menor presión en el absorbedor y por lo tanto también en el evaporador.

Para los flujos másicos externos, el único que se mantuvo cerca de las condiciones de diseño fue el absorbedor. Para el caso del generador, el máximo flujo de la bomba fue de $16 \frac{kg}{min}$; en tanto en el evaporador el flujo se mantuvo por debajo del flujo de diseño. Por el lado del condensador, el flujo estuvo casi por dos veces abajo del flujo de diseño, porque el máximo flujo de la torre de enfriamiento era de $10 \frac{kg}{min}$ y este tuvo que ser dividido entre el condensador y el absorbedor. Por lo tanto, $5 \frac{kg}{min}$ era enviado al intercambiador de placas, que intercambiaba calor con el flujo másico de $25 \frac{kg}{min}$ que proviene del absorbedor. En el capítulo 3, se menciona un circuito secundario para el absorbedor y generador, debido a que los equipos son de acero al carbón y estos se oxidan y los residuos dañan a la bomba.

Tabla 5.2: Comparación de flujos másicos teoricos y experimentales.

Flujos	Unidades	Primera prueba	Segunda prueba	Diseño
Internos				
\dot{m}_{GE}	$[\frac{kg}{min}]$	5.14	5.51	4.55
\dot{m}_{CO}	$[\frac{kg}{min}]$	0.31	0.22	0.56
\dot{m}_{EV}	$[\frac{kg}{min}]$	0.31	0.22	0.56
\dot{m}_{AB}	$[\frac{kg}{min}]$	5.24	5.15	5.15
Externos				
\dot{m}_{GE}	$[\frac{kg}{min}]$	15.98	16.23	30.92
\dot{m}_{CO}	$[\frac{kg}{min}]$	4.96	4.98	14.60
\dot{m}_{EV}	$[\frac{kg}{min}]$	11.30	11.36	13.01
\dot{m}_{AB}	$[\frac{kg}{min}]$	24.74	24.78	25.77

Conclusiones y Recomendaciones

6.1. Conclusiones

El armado y evaluación experimental del sistema de refrigeración por absorción (SRA) del IER-UNAM a condiciones controladas, resultado de gran importancia para conocer el potencial de esta tecnología para satisfacer la demanda de refrigeración y aire acondicionado que se tienen en el país, además de demostrar que este tipo de sistemas puede operar con energía térmica producida mediante energía solar térmica. De acuerdo al objetivo general y objetivos específicos propuestos dentro del presente trabajo de tesis, se puede concluir que dichos objetivos fueron alcanzados con éxito, llevando a cabo de la mejor manera posible el armado y evaluación teórica y experimental del sistema de refrigeración por absorción que opera con la mezcla amoníaco-agua y es activado mediante energía solar térmica. A continuación se presentan las conclusiones más importantes de este trabajo de tesis.

- Se realizó el ensamblado de los componentes individuales del SRA generador, absorbedor, condensador, evaporador, intercambiador de calor, y bomba de solución. El sistema fue armado acomodando los componentes mediante las líneas de flujo de solución de tal forma que este quedara lo más compacto y funcional posible.
- Se llevó a cabo el diseño, armado y operación de los subsistemas que utiliza el SRA para su operación, que son; subsistema de suministro de agua caliente para el generador del sistema, el subsistema de remoción de calor del condensador y absorbedor, así como el subsistema para la producción de agua helada del evaporador, los cuales operaron de forma adecuada durante las pruebas experimentales.
- Se instalaron el SRA y subsistemas auxiliares y se calibraron los instrumentos de medición de temperatura, presión y flujo másico los cuales fueron previa-

mente referenciados para garantizar su operación y confiabilidad de las lecturas. También fueron instalados las válvulas de control, instrumentos visuales de medición, dispositivos de seguridad y accesorios para la operación y control general del sistema.

- Se realizó una prueba de presión rigurosa en la zona de baja y alta presión del SRA para garantizar la hermeticidad de los componentes y de las líneas de flujo durante la carga de la mezcla de trabajo y durante la operación del sistema. La zona de alta presión fue presurizada a 20 bar, mientras que la zona de baja presión fue presurizada a 8 bar, lo cual representó 40 % por arriba de las presiones de trabajo nominales del sistema y la duración de la prueba fue de 48 horas, sin reportarse caídas de la presión.
- Se desarrolló un programa general para registro y almacenamiento de datos que puede medir y guardar las variables de interés, como son la temperatura, flujo másico, presión y densidad.
- Se realizaron los balances teóricos de materia y energía en los componentes del SRA para conocer las condiciones de operación nominales a las cuales podía operar el sistema y conocer las capacidades parciales y máximas de enfriamiento así como sus respectivos coeficientes de operación. Encontrando que el teóricamente el sistema puede entregar una capacidad de 10 kW de enfriamiento suministrando una carga térmica de 18 kW bajo un COPT de 0.6, y con solución concentrada de 43 % y diluida de 35 %, manteniendo una relación de flujo de 7.8.
- Durante las pruebas experimentales se observó, que el tener tanques de almacenamiento la solución diluida y concentrada, ayuda a mejorar la estabilidad del sistema. Ya que de almacenar solución, ayudan a que los intercambiadores de calor no se inunden aprovechando al máximo las áreas de transferencia de calor.
- Se realizaron varios ensayos experimentales con el SRA, durante las cuales fue posible evaluar el sistema a temperaturas de generación desde los 100 °C hasta los 107 °C, en un rango de temperaturas de condensación de entre 26.6 °C y 29 °C.
- La máxima capacidad de enfriamiento producida fue de 7.5 kW con una temperatura de evaporación de 4.5 °C, suministrando en el generador 15.8 kW a una temperatura de generación de 101 °C, obteniendo un COP de 0.45. Bajo estas condiciones la producción de agua helada se mantuvo a una temperatura promedio de 10 °C. En tanto que la capacidad de condensador se mantuvo en 7 kW y la del absorbedor en 13 kW.

- La presión máxima registrada durante las pruebas experimentales fue de 13 bar, correspondiente a la presión absoluta del generador. Mientras que la mínima fue de 4 bar, medida en el absorbedor. Mientras que la temperatura más baja de evaporación fue de 0 °C y la máxima temperatura de generación fue de 107 °C.
- La pureza del vapor refrigerante a la salida del rectificador fue de 97 %, por lo cual no se presentaron problemas de congelamiento a en la válvula de expansión. Sin embargo, se observó que la pureza podría mejorarse, aumentando el flujo de solución de enfriamiento en el tubo interno del rectificador.
- En las pruebas experimentales del SRA la concentración molar de la solución concentrada se mantuvo en 0.41 a la salida del absorbedor con una temperatura de 40 °C en el agua, Mientras que la concentración molar de la solución diluida saliendo del generador fue de 0.31 con una temperatura de 126 °C en el agua. Bajo estas condiciones la efectividad del intercambiador de calor de la solución fue de 0.76, lo cual es un valor aceptable tratándose de un intercambiador de placas.
- Durante las pruebas experimentales se observó que el SRA opera de manera segura y estable logrando una estabilidad operacional en un lapso de 15 minutos. Mientras que el generador y absorbedor de película descendente funcionaron adecuadamente.
- Finalmente, el SRA con intercambiadores de calor de placas y de película descendente funcionó muy bien y se obtuvieron resultados favorables.

6.2. Recomendaciones

A continuación se presentan algunas recomendaciones que pueden mejorar el desempeño del sistema de enfriamiento por absorción.

- Se recomienda que en prototipos de SRA posteriores, el material de las corazas tanto del generador como del absorbedor sean manufacturadas en acero inoxidable, para evitar la generación de óxidos, beneficiando además el ingreso de los servicios de calentamiento y enfriamiento de manera directa en estos dos equipos.
- Realizar más pruebas experimentales a diferentes concentraciones de la mezcla de trabajo en el absorbedor, así como diferentes temperaturas de condensación, absorción y generación.

- Realizar pruebas experimentales con el absorbedor auxiliar y comparar los resultados contra el absorbedor principal. Además de esto, trabajar con los dos absorbedores al mismo tiempo tanto en serie como en paralelo, para determinar si es necesario el uso de un segundo absorbedor.
- Hacer un análisis detallado del rectificador del SRA, para saber si es conveniente diseñar un nuevo rectificador para la recuperación de energía o plantear otro tipo de tecnología de rectificación sin hacer gastos innecesarios.
- Finalmente, el SRA con intercambiadores de calor de placas y de película descendente funcionó muy bien y se obtuvieron resultados favorables.

Anexos

7.1. Calibración de sensores

La calibración consiste en comparar las mediciones del instrumento a calibrar contra las mediciones de un estándar primario con mayor exactitud que la del instrumento a calibrar, lo que hace posible generar ecuaciones de calibración, que permiten registrar datos con mayor exactitud y precisión Gómez (2000). Por lo tanto los sensores de temperatura, presión y flujo fueron calibrados para reducir la incertidumbre en los datos. Para llevar a cabo la calibración se usó una tarjeta, un adquisidor, una computadora y un software VEE (Visual Engineering Environment) para leer y escribir los datos de medición para cada sensor (figura 7.1 y 7.3).

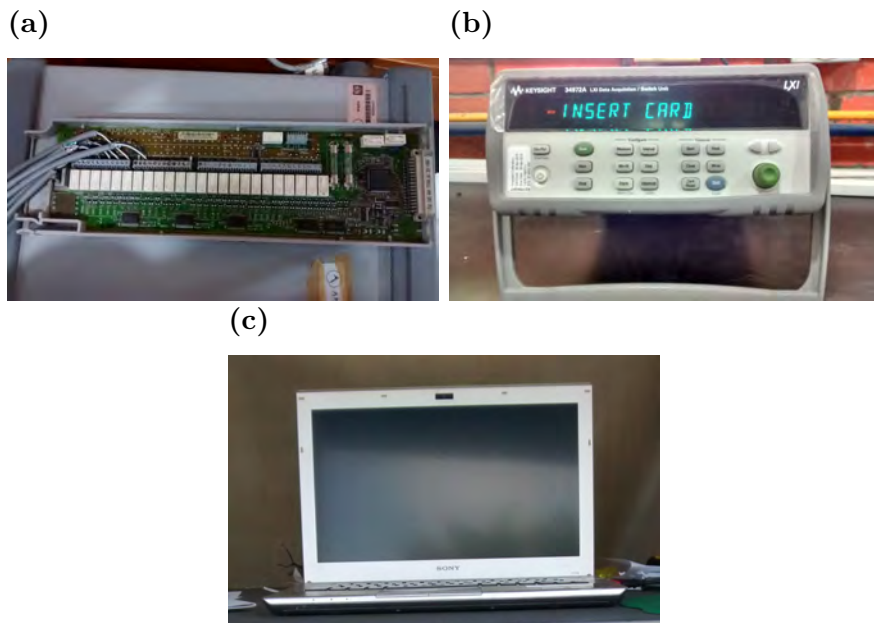


Figura 7.1: Instrumentos : (a)Tarjeta; (b) Adquisidor; y (c) Computadora

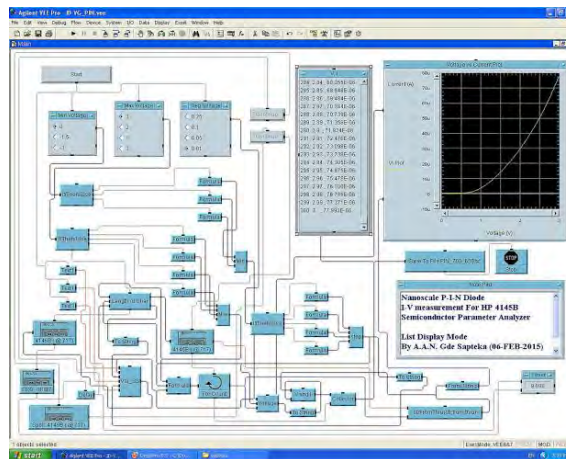


Figura 7.2: Software VEE..

Calibración de los sensores de temperatura

Para la calibración de los sensores de temperatura, se usaron termistores PT-1000. Estos fueron etiquetados e insertados en un termo pozo (figura 7.7b) que fue el patrón de referencia, variando la temperatura de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, con incrementos de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Con el equipo ya instalado se tomaron 40 lecturas de resistencias (Ω) en cada intervalo y se obtuvo la ecuación de calibración para cada sensor.



Figura 7.3: Termo pozo

Calibración de los sensores de presión

Los transductores de presión fueron calibrados con un patrón de referencia (figura 7.4a). Estos fueron montados en un arreglo de tubos (figura 7.4b) y por dentro de los tubos se hace pasar un gas de nitrógeno.

En la alimentación de los sensores se utilizó una fuente de 12 voltios y resistencias de 216Ω . A cada sensor se le etiquetó una resistencia específica que fue medida con un multímetro. El cambio de presión se controló con válvulas de entrada y salida para el gas, en un rango de 0-20 bar en incrementos de 0.5 bar. En cada intervalo se hicieron 40 mediciones de corrientes (mA) y se obtuvieron las ecuaciones para cada uno de ellos.

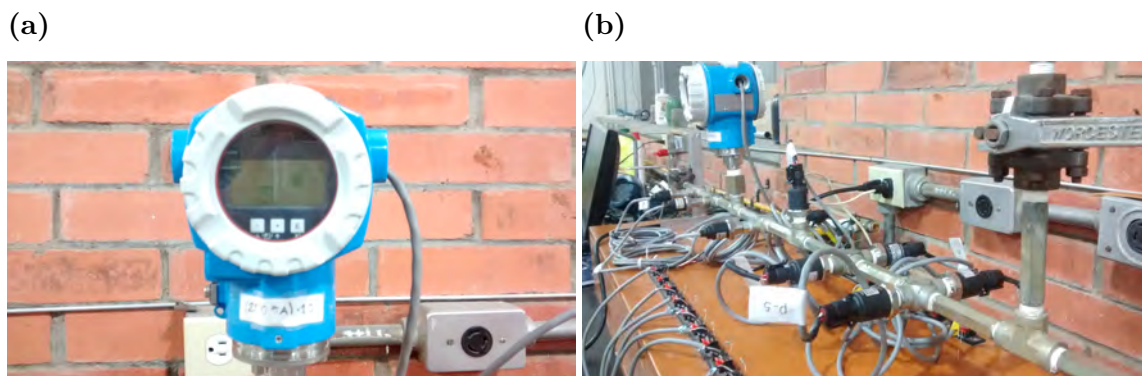


Figura 7.4: Instrumentos : (a) Patrón de presión (Endress+Hauser) y (b) Arreglo de sensores de presión.

Calibración de los sensores de flujo

Los sensores de flujo fueron calibrados con un corilis (figura 7.5a), estos se montaron en serie como se ve en la figura 7.5c. Se usó un fuente de alimentación de 13 voltios y resistencias de $2.2 \text{ k}\Omega$. El rango de flujo fue de $4-24 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, en incremento de dos unidades. Se leyeron datos de frecuencia y se obtuvieron las ecuaciones para cada sensor.

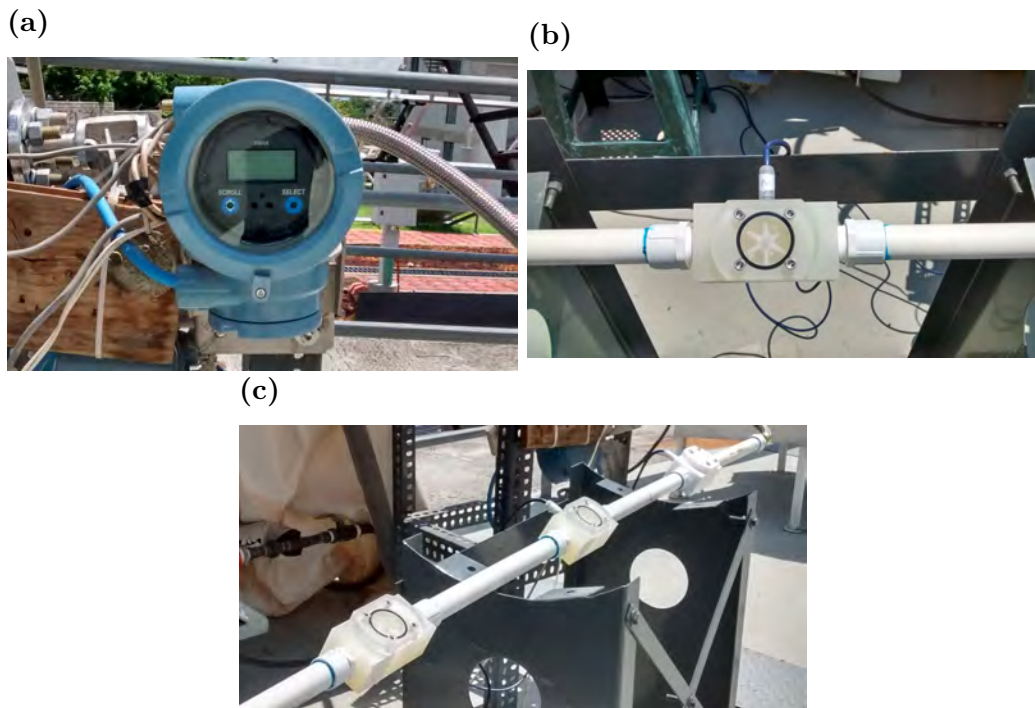


Figura 7.5: Instrumentos : (a)Coriolis; (b)Sensores de flujo de propela; y (c) Arreglo de los flujometros.

7.2. Circuito auxiliar de agua fria para los absorbedores

En la figura 7.8, se muestra el circuito de agua fria para los dos absorbedores (principal y auxiliar). El arreglo del circuito tiene como opción trabajar con el chiller o la torre de enfriamiento, además de hacer circular el agua como un circuito en serie, paralelo, o ya sea trabajar con un solo absorbedor. Para poder controlar los circuitos se hace una enumeración en la válvulas que se describen a continuación.

- Circuito en serie: se cierran las válvulas con el número 3 y 4.
- Circuito en paralelo: se cierra unicamente la válvula número 2.
- Circuito para trabajar con el absorbedor principal: se cierran las válvulas número 2, 3 y 5.
- Circuito para trabajar con el absorbedor auxiliar: se cierran las válvulas numero 1, 2 y 4. .

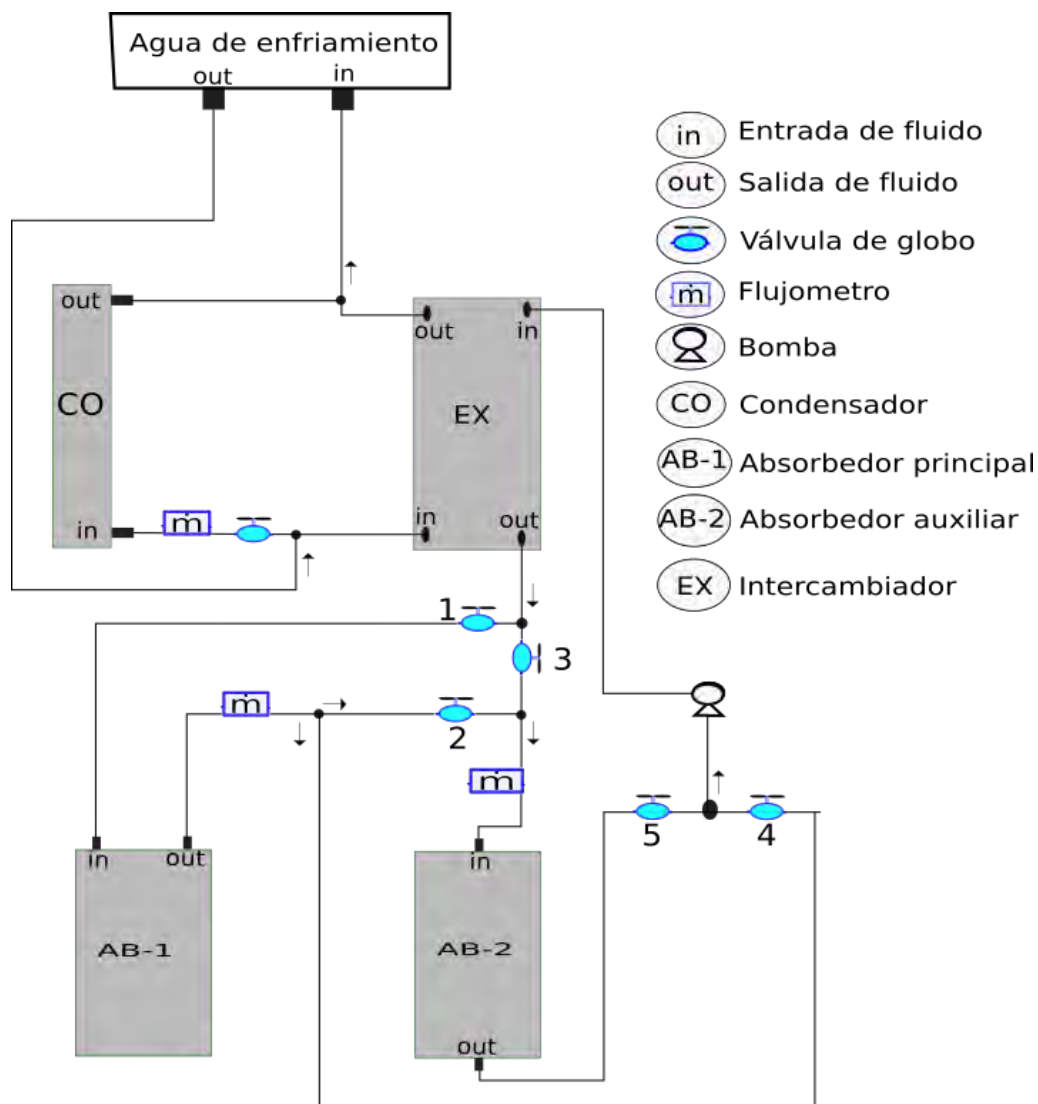


Figura 7.6: Circuito de agua fría para los absorbedores y el condensador.

7.3. Preparación y carga de la mezcla amoniaco-agua

La carga se llevó en los tanques de almacenamiento. Primero se cargo 12 kg de agua en uno de los tanques, con 87.1 gramos de dicromato de potasio. Este último tiene la función de crear una capa protectora en un superficie que detiene los agentes corrosivos que atacan a los metales. Después se cargo 7.6 kg de amoniaco en el mismo tanque para que sea absorbido por el agua. Por último, se cargó el otro tanque con

6 kg de agua y 4.9 kg de amoníaco, siguiendo el mismo procedimiento de carga. La carga total fue de 30 litros de solución con una concentración del 0.41 %, debido a que se considero medio kilo de refrigerante en la tubería. En la siguiente figura se observan los dispositivos usados para cargar la solución, que fue un tanque de amoníaco y una báscula.

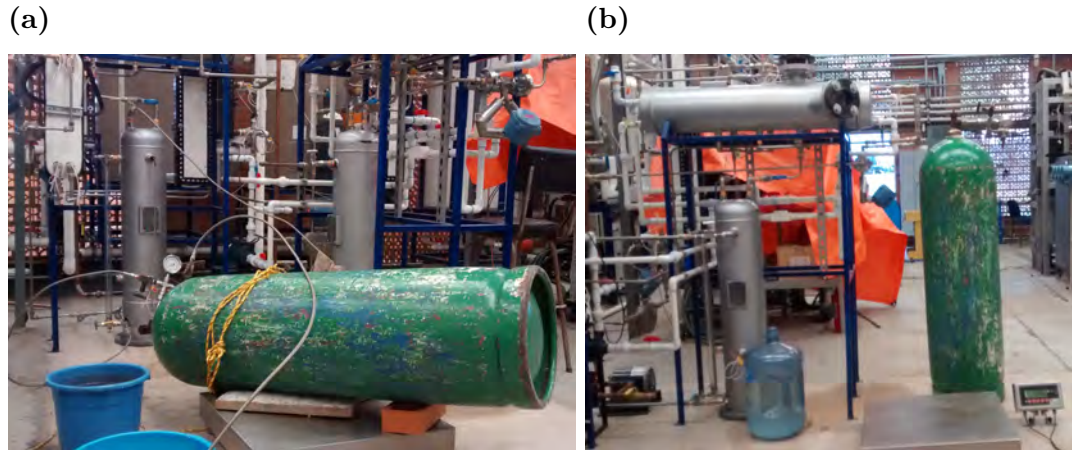


Figura 7.7: Carga de la solución.

7.4. SRA puesta en marcha



Figura 7.8: SRA en funcionamiento.

Referencias

- Adolfo, L. L. (2011). Instrumentación y puesta a punto de un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente. Tesis de licenciatura. Universidad Veracruzana.
- Babadi, F. y Farhanieh, B. (2005). Characteristics of heat and mass transfer in vapor absorption of falling film flow on a horizontal tube. *International communications in heat and mass transfer*, 32(9):1253–1265.
- Best, R. y Hernández, J. (1991). Experimental studies on the operating characteristics of an ammoniawater absorption system for solar cooling. *Trans IChemE*, 69(2):149–159.
- Cano, J. (2001). Refrigeración por absorción. interés energético e impacto ambiental. <http://www.cientificosaficionados.com/energia%20solar/aire%20acondicionado.pdf>. Consultado: 2017-02-01.
- Castro, J., Oliet, C., Rodríguez, I., y Oliva, A. (2009). Comparison of the performance of falling film and bubble absorbers for air-cooled absorption systems. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(7):1355–1366.
- Çengel, Y. A. y Boles, M. A. (2006). *Termodinámica*. McGraw-Hill Inc.
- Çengel, Y. A. y Boles, M. A. (2012). *Termodinámica*. McGraw-Hill.
- Chwieduk, D. (2012). 3.15 - solar-assisted heat pumps. En Sayigh, A., editor, *Comprehensive Renewable Energy*, pp. 495 – 528. Elsevier, Oxford.
- Commission, E. (2017). Causas del cambio climático. http://ec.europa.eu/clima/change/causes_es. Consultado: 2017-08-07.
- Farshi, L. G., Ferreira, C. I., Mahmoudi, S. S., y Rosen, M. (2014). First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems. *international journal of refrigeration*, 40:111–121.

- Giannetti, N., Rocchetti, A., Saito, K., y Yamaguchi, S. (2015). Irreversibility analysis of falling film absorption over a cooled horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88:755–765.
- Gómez, V. H. (2000). *Selección, adecuación y calibración de los instrumentos de medición de un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua*. Tesis doctoral, Universidad Autónoma de Morelos.
- Guadalupe, T. B. J. (2010). Diseño de refrigerador solar por adsorción para clima cálido húmedo. Tesis de maestría. Centro de investigación en ciencia aplicada y tecnología avanzada.
- Handbook, A. (2009). *Fundamentals (IP Edition)(2009)*.
- Harikrishnan, L., Tiwari, S., y Maiya, M. (2011). Numerical study of heat and mass transfer characteristics on a falling film horizontal tubular absorber for r-134a-dmac. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(2):149–159.
- Hassan, H. y Mohamad, A. (2012). A review on solar cold production through absorption technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7):5331–5348.
- Hosseinnia, S. M., Naghashzadegan, M., y Kouhikamali, R. (2017). Cfd simulation of water vapor absorption in laminar falling film solution of water-libr drop and jet modes. *Applied Thermal Engineering*.
- Jolman, J. P. (2002). *Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill.
- Kang, Y. T., Akisawa, A., y Kashiwagi, T. (1999). Experimental correlation of combined heat and mass transfer for nh₃-h₂o falling film absorption. *International Journal of Refrigeration*, 22(4):250–262.
- Lee, S., Bohra, L. K., Garimella, S., y Nagavarapu, A. K. (2012). Measurement of absorption rates in horizontal-tube falling-film ammonia-water absorbers. *International Journal of Refrigeration*, 35(3):613–632.
- Llamas-Guillén, S., Cuevas, R., Best, R., y Gómez, V. (2014). Experimental results of a direct air-cooled ammonia–lithium nitrate absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 67(1):362–369.
- Manresa, R. V. (2003). *Refrigerantes para aire acondicionado y refrigeración*. Editorial Club Universitario.

- Moya, R. (2012). Breve historia de la refrigeración. <http://proferauln.blogspot.mx/2012/01/breve-historia-de-la-refrigeracion.html>. Consultado: 2017-08-07.
- Pilatowsky, I., Best, R., Gutierrez, F., y Hernandez, J. (1993). *Métodos de producción de frío*. México, DF: Universidad Autónoma de México.
- Plazas, J. P. (2012). Los refrigerantes y el medio ambiente. Tesis de licenciatura. Universidad politécnica de Catalunya.
- Pátek, J. y Klomfar, J. (1995). Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration*, 18(4):228 – 234.
- Salgado, J. M. F. (2008). *Compendio de energía solar: Fotovoltaica, Térmica y Termoeléctrica*. Mundi Prensa Libros SA.
- SENER (2015). Balance nacional de energía. https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/288692/Balance_Nacional_de_Energ_a.2016_2_.pdf. Consultado: 2018-05-04.
- Torrella, E. (2015). Producción de frío. <http://www.upv.es/entidades/DTRA/infoweb/dtra/info/U0700447.pdf>. Consultado: 2017-08-07.
- Zavaleta-Aguilar, E. y Simões Moreira, J. (2015). Horizontal tube bundle falling film distiller for ammonia–water mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 59:304–316.
- Zhang, Q. y Gao, Y. (2016). Analytical solution of velocity for ammonia-water horizontal falling-film flow. *Applied Thermal Engineering*, 101:131–138.