



---

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MÉXICO**

**DOCTORADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**“DESARROLLO Y CARACTERIZACIÓN DE UN SISTEMA DE  
REFRIGERACIÓN SOLAR SUSTENTABLE, PARA APLICACIONES EN LA  
PESCA”**

**TESIS**

**PARA OBTENER EL GRADO DE**

**DOCTORA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**

**PRESENTA:**

**JOANNA JUÁREZ MICHUA**

**DIRECTORA DE TESIS:**

**DRA. MA. DOLORES DURÁN GARCÍA**

**COASESORES:**

**DR. CUAUHTÉMOC PALACIOS**

**DR. IVÁN GALILEO MARTÍNEZ CIENFUEGOS**

**Toluca México, 2018**

---

---

# C ONTENIDO

Abreviaturas y símbolos.....	<i>I</i>
Índice de Figuras .....	<i>VII</i>
Índice de Tablas.....	<i>X</i>
Resumen.....	<i>XII</i>
Abstract.....	<i>XII</i>
Introducción.....	<i>XIII</i>
 <b>CAPÍTULO 1. Fundamentos</b>	
1.1 Antecedentes de refrigeración solar.....	5
1.2 Estudios realizados para refrigeración en la pesca.....	10
1.3 Sistemas de Refrigeración por adsorción.....	12
1.4 Refrigeración solar mediante concentradores solares tipo CPC.....	17
1.5 Justificación del trabajo .....	18
1.6 Objetivo General y Específicos.....	19
1.7 Hipótesis.....	19
 <b>CAPÍTULO 2. Metodología experimental de materiales adsorbentes.</b>	
2.1 Principios del fenómeno de adsorción.....	25
2.2 Principales materiales adsorbentes.....	26

---

---

<b>2.3</b> Materiales Adsorbentes- Adsorbatos.....	27
<b>2.4</b> Técnica experimental de materiales adsorbentes.....	31
<b>2.4.1</b> Material y Equipo .....	31
<b>2.4.2</b> Reactivos.....	32
<b>2.4.3</b> Soluciones.....	32
<b>2.4.4</b> Estudio de capacidad de adsorción.....	32
<b>2.4.5</b> Curvas de calibración.....	32
<b>CAPÍTULO 3.</b> Diseño de refrigerador solar	
<b>3.1</b> Características del diseño y parámetros.....	34
<b>3.2</b> Diseño de concentrador solar .....	41
<b>3.3</b> Diseño del sistema de compresión .....	44
<b>3.4</b> Diseño de evaporador.....	45
<b>CAPÍTULO 4.</b> Análisis térmico	
<b>4.1</b> Área fría.....	50
<b>4.2</b> Evaporador.....	52
<b>4.3</b> Compresor.....	53
<b>4.4</b> Condensador.....	56
<b>4.5</b> Concentrador solar.....	59

---

<b>CAPÍTULO 5. Resultados</b>	
<b>5.1</b> Materiales adsorbentes.....	63
<b>5.2</b> Concentración Solar tipo CPC.....	67
<b>5.3</b> Sistema de refrigeración solar por adsorción.....	73
<b>5.3.1</b> Validación de resultados.....	74
<b>5.3.2</b> Resultados experimentales y comparación de resultados.....	77
Conclusiones y trabajos futuros.....	81
Alcance del trabajo .....	85
<b>ANEXO A</b> .....	86

---

# A breviaturas y símbolos

$T_a$	Temperatura de adsorción
$P_e$	Presión de evaporación
$X_{\text{máx}}$	Capacidad de adsorción máxima
$P_c$	Presión de condensación
$Q_{d2}$	Calentamiento progresivo de desorción
$Q_c$	Calor de condensación,
$T_c$	Temperatura de condensación
$T_d$	Temperatura máxima de regeneración,
$X_{\text{min}}$	Contenido de adsorbato disminuye hasta el valor mínimo de $X_{\text{min}}$
$Q_e$	Efecto de enfriamiento en el evaporador
$T_e$	Temperatura de evaporación
$Q_a$	Calor de adsorción
COP	Coficiente de rendimiento
$Q_e$	El calor eliminado de la fuente de frío
$COP_c$	COP del ciclo de adsorción
$COP_s$	COP de un refrigerador solar
$w$	Agua
$ad$	Adsorbente
CPC	Concentrador parabólicos compuesto
$NH_3$	Amoníaco
$H_2O$	Agua

---

$\text{CH}_3\text{OH}$	Metanol
$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	Etanol
$L$	El calor latente de vaporización
$\lambda$	Longitud de onda
$abs$	Absorción
$X$	Capacidad de adsorción
$NOM$	Normas oficiales mexicanas
$NMX$	Normas mexicanas
$T1$	Tubería de aluminio diámetro mayor
$T2$	Tubería de nylamid diámetro mayor
$T3$	Tubería de aluminio diámetro menor
$T4$	Tubería de nylamid diámetro menor
$tc$	Tubería del condensador
$fec$	Fluido de enfriamiento para el condensador
$\theta$	Ángulo del triángulo rectángulo formado entre el diámetro del sol y el ecuador
$r_i(t)$	Radio de la involuta en función de t
$r_a(t)$ :	Radio del absorbedor en función de t
$\theta_{m\acute{a}x}$ ,	Ángulo máximo alcanzado que de acuerdo con la distancia del sol a la tierra
$C_{m\acute{a}x\ 3D}$	Razón de concentración máxima en 3D
$C_{m\acute{a}x\ 2D}$	Razón de concentración máxima en 2D
$T_r$	Temperatura del receptor
$T_s$ :	Temperatura del sol
$C$	Razón de concentración
$C_{m\acute{a}x}$	Razón de concentración máxima
$t_t$	Truncamiento
$A_{apertura}$	Área de apertura
$A_{absorbedor}$	Área de absorbedor
$T_{amb}$	Temperatura ambiente

---

---

T neg	Temperatura bajo cero grados
$\emptyset$	Diámetro de absorbedor
Q1	Calor sensible (T amb-> 0°C)
Q2	Calor latente
Q3	Calor sensible(0°C ->T neg)
Qtotal	Calor total a extraer de área fría
Qrad	Calor captado mediante el concentrador solar CPC.
Qenfri	Calor de salida del condensador
m	Masa de agua dentro del área fría.
$C_{agua}$	Calor específico del agua ( $4186 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$ ).
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas
$L_s$	Calor de latente de solidificación del agua ( $3,34 \times 10^5 \frac{J}{kg}$ )
$C_{hielo}$	Calor específico del hielo ( $2090 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$ ).
$Q_{total}$	Calor extraído de área fría.
$Q_{evaporador}$	Calor que entra al evaporador.
$m_{refrigerante}$	Masa del refrigerante (adsorbato).
$h_{fg}$	Calor latente de vaporización del refrigerante.
$m_{adsorbente}$	Masa de adsorbente
$\dot{q}_{nucleada}$	Flujo de calor en la ebullición nucleada $\frac{W}{m^2}$ .
$\mu_l$	Viscosidad del líquido, $\frac{kg}{m \cdot s}$
$h_{fg}$	Entalpía de vaporización, $\frac{J}{kg}$
$g$	Aceleración gravitacional, $\frac{m}{s^2}$
$\rho_l$	Densidad del líquido, $\frac{kg}{m^3}$
$\rho_v$	Densidad del vapor, $\frac{kg}{m^3}$
$\sigma$	Tensión superficial de la interfase líquido- vapor, $\frac{N}{m}$

---

---

$c_{pl}$	Calor específico del líquido, $\frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$
$T_s$	Temperatura superficial del compresor, $^\circ C$
$T_{sat}$	Temperatura de saturación del refrigerante, $^\circ C$
$C_{sf}$	Constante experimental dependiente de la combinación superficie- fluido
$Pr_l$	Número de Prantl del líquido.
$n$	Constante experimental que depende del fluido.
$\dot{Q}_{ebullición}$	Velocidad de transferencia de calor, W.
$A$	Área superficial, $m^2$
$\dot{q}_{nucleada}$	Flujo de calor en la ebullición nucleada $\frac{W}{m^2}$ .
$\dot{m}_{evaporación}$	Flujo másico de evaporación $\frac{kg}{s}$
$h_{fg}$	Entalpía de vaporización, $\frac{J}{kg}$
$\Delta t$	Tiempo, s
$m_l$	Masa de líquido, $kg$
$c_{pl}$	Calor específico del líquido, $\frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$
$T_s$	Temperatura superficial del compresor, $^\circ C$
$T_{sat}$	Temperatura de saturación del refrigerante, $^\circ C$
$h_{interna}$	Coefficiente de convección $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$ .
$g$	Aceleración gravitacional, $\frac{m}{s^2}$
$\rho_l$	Densidad del líquido, $\frac{kg}{m^3}$
$\rho_v$	Densidad del vapor, $\frac{kg}{m^3}$
$k_l$	Conductividad del líquido, $\frac{kg}{m^3}$
$\mu_l$	Viscosidad del líquido, $\frac{kg}{m \cdot s}$
$h_{fg}$	Entalpía de vaporización, $\frac{J}{kg}$
$c_{pl}$	Calor específico del líquido, $\frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$
$T_{sup}$	Temperatura superficial del compresor, $^\circ C$
$T_{sat}$	Temperatura de saturación del refrigerante, $^\circ C$
$\dot{Q}$	Razón de transferencia de calor, W.
$h$	Coefficiente de convección $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$ .
$A_s$	Área superficial, $m^2$

---



---

$T_{sup}$	Temperatura superficial del compresor, °C
$T_{sat}$	Temperatura de saturación del refrigerante, °C
$h_{fg}^*$	Calor latente modificado, $\frac{J}{kg}$
$h_{fg}$	Calor latente, $\frac{J}{kg}$
$c_{pl}$	Calor específico del líquido, $\frac{J}{kg\ ^\circ C}$
$T_{sup}$	Temperatura superficial del compresor, °C
$T_{sat}$	Temperatura de saturación del refrigerante, °C
$\dot{m}_{condensación}$	Flujo másico de condensación $\frac{kg}{s}$
$\dot{Q}$	Razón de transferencia de calor, W
$h_{fg}^*$	Calor latente modificado, $\frac{J}{kg}$
$\dot{m}_{condensación}$	Flujo másico de condensación $\frac{kg}{s}$ .
$\dot{m}_{evaporación}$	Flujo másico de evaporación $\frac{kg}{s}$ .
$A_{abs}$	Área del absorbedor
$T_{amb}$	Temperatura del medio ambiente °C
$T_{col}$	Temperatura del colector en °C
$U_c$	Coefficiente global de transferencia de calor
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman
$\varepsilon$	Emitancia en el absorbedor.
$Q_{abs}$	Calor absorbido por el concentrador
$\eta_o$	Eficiencia óptica del colector
$I_g$	Irradiación global del colector
$A_{col}$	Área de apertura del concentrador
$\eta_{col}$	Eficiencia del colector
$Q_u$	Calor útil
$I_g$	Irradiación global del colector
$A_{col}$	Área de apertura del concentrador
$C_g$	Razón de concentración
$A_{col}$	Área de apertura del concentrador

---

$A_{abs}$  Área del absorbedor

# ÍNDICE DE FIGURAS

## CAPÍTULO 1

<b>Figura 1.1</b> Métodos de refrigeración solar.....	9
<b>Figura 1.2</b> Los principales componentes de un dispositivo de enfriamiento de adsorción solar.....	12
<b>Figura 1.3</b> Ciclo de adsorción básica.....	13

## CAPÍTULO 3

<b>Figura 3.1</b> Configuración de tubos concéntricos.....	47
<b>Figura 3.2</b> Propuesta de distribución de elementos de refrigeración solar.....	
<b>Figura 3.3</b> Tuberías utilizadas.....	
<b>Figura 3.4</b> Boceto de prototipo.....	
<b>Figura 3.5</b> Propuesta de distribución de elementos de refrigeración solar.....	
<b>Figura 3.6</b> Distancia entre el sol y la tierra. a) diámetros del sol y la tierra, b) triángulo rectángulo formado entre el sol y la tierra.....	

## CAPÍTULO 4

<b>Figura 4.1</b> Diagrama de Flujo para análisis térmico de refrigerador solar por adsorción....	52
<b>Figura 4.2</b> Diagrama de Flujo de análisis térmico del diseño.....	55

## CAPÍTULO 5

<b>Figura 5.1</b> Comparación entre capacidad de adsorción de materia orgánica y carbón activado comercial para peceras.....	69
--	----

---

<b>Figura 5.2</b> Comparación de CPC sin truncamiento y con truncamiento, unidades en m.	69
<b>Figura 5.3</b> Concentrador solar con truncamiento construido.....	70
<b>Figura 5.4</b> Temperatura de absorbedor en función de radiación solar.....	
<b>Figura 5.5</b> Irradiancia solar en prueba experimental.....	72
<b>Figura 5.6</b> Sistema con resistencias infrarrojas.....	73
<b>Figura 5.7</b> Comportamiento del sistema .....	74

## ANEXO A

<b>Figura A.1</b> Señal de excitación de VC de barrido lineal empleando tres electrodos.....	146
<b>Figura A.2</b> Forma de un Voltamperograma Cíclico del sistema EPC/0.1M NaCl/0.1 mM DA.....	146
<b>Figura A.3</b> Procesos por el cual se puede llevar a cabo el transporte de masa de la disolución al electrodo.....	147
<b>Figura A.4</b> A.1 Señal de excitación en forma de escalera para VDP .....	149
<b>Figura A.5</b> VDP del sistema EPC/0.1 M NaCl/ 0.09 mM DA.....	150

# ÍNDICE DE TABLAS

## CAPÍTULO 2

<b>Tabla 2.1</b> Los efectos ambientales de algunos refrigerantes comunes.....	27
<b>Tabla 2.2</b> Propiedades físicas de los refrigerantes comunes para los sistemas de adsorción.....	28

## CAPÍTULO 3

<b>Tabla 3.1</b> Requerimientos de diseño del proyecto.....	53
<b>Tabla 3.2</b> Dimensiones comerciales y dimensiones de prototipo necesarias.....	58
<b>Tabla 4.3</b> Variación de parámetros voltamperométricos de DA a una [SDS]=5mM..	60
<b>Tabla 4.4</b> Variación de parámetros voltamperométricos derivados del sistema EPC/NTCM/ 0.1 M SBF (pH 7), 0.1mM DA.....	64

## CAPÍTULO 5

<b>Tabla 5.1</b> Capacidad de adsorción de carbones.....	70
<b>Tabla 5.2</b> Resultados de diseño para un concentrador tipo CPC sin truncamiento....	73
<b>Tabla 5.3</b> Resultados de diseño para un concentrador tipo CPC con truncamiento con factor .....	77
<b>Tabla 5.4</b> Dimensiones de CPC con truncamiento y sin truncamiento.....	
<b>Tabla 5.5</b> Condiciones en las que se realizó la prueba.....	
<b>Tabla 5.6</b> Comparación de condiciones. ....	

**ANEXO A**

<b>Tabla C.1</b> Variación de algunos parámetros voltamperométricos, obtenidos de los VC de la Figura C.1.....	164
<b>Tabla C.2</b> Variación de los Parámetros Voltamperométricos a diferentes concentraciones de SDS.....	166
<b>Tabla C.3</b> Variación de los parámetros voltamperométricos obtenidos de la Figura C.3.....	168

# RESUMEN

En el presente documento, se muestra el diseño de un refrigerador solar compacto que usa un sistema de adsorción solar. El objetivo es lograr un diseño sostenible que incluya materiales y consideraciones para la vida útil del equipo y su disposición final.

El diseño propuesto considera un concentrador CPC como la fuente de energía para el fluido refrigerante; como par adsorbente- adsorbato se analizó el comportamiento de dos pares de trabajo: carbón vegetal (cáscara de huaje)-metanol y carbón activado- metanol.

Se determinó la capacidad de adsorción de carbón vegetal y activado, empleando el método de linearización de Langmuir, en este método se usan los valores de absorción obtenidos de un espectrómetro UV- VIS, de acuerdo con el empleo de la técnica de Azul de metileno. Los valores obtenidos de capacidad de adsorción (X), son 58% para carbón vegetal y 100% para carbón activado (Meyer).

En el diseño del sistema de refrigeración solar se realizó el análisis térmico de los componentes del sistema de refrigeración, teniendo como restricción dimensiones comerciales de tuberías para realizar el prototipo del diseño.

En pruebas experimentales de puesta en marcha del sistema, se analizaron los comportamientos del área fría, el evaporador, el condensador y el compresor, en función de la variación de irradiación solar. Se obtuvieron resultados satisfactorios, con una temperatura de área fría de - 1,5 °C. Cabe resaltar que a diferencia de sistemas de refrigeración solar por adsorciones propuestas en la literatura, no se tienen equipos que tengan a los elementos de refrigeración por separado, se logra tener un equipo compacto, que usa pares de trabajo sustentables.

# ABSTRACT

In this document, the design of a compact solar refrigerator using a solar adsorption system is presented. The objective is to achieve a sustainable design that includes materials and considerations for the useful life of the equipment and its final disposal.

The proposed design considers a CPC concentrator as the energy source for the refrigerant fluid; as an adsorbent-adsorbate pair, the behavior of two work pairs was analyzed: charcoal (huaje shell) -methanol and activated carbon-methanol.

The adsorption capacity of charcoal and activated was determined, using the Langmuir linearization method, in this method the absorption values obtained from a UV-VIS spectrometer are used, according to the use of the methylene blue technique. The values obtained for adsorption capacity (X) are 58% for charcoal and 100% for activated carbon (Meyer).

In the design of the solar cooling system, the thermal analysis of the components of the refrigeration system was carried out, with the restriction of the commercial dimensions of the pipes to carry out the prototype of the design.

In experimental tests of system start-up, the behavior of the cold area, the evaporator, the condenser and the compressor were analyzed, depending on the variation of solar irradiation. Satisfactory results were obtained, with a cold area temperature of  $-1.5^{\circ}\text{C}$ . It should be noted that unlike solar cooling systems for adsorption proposed in the literature, there is no equipment that has the refrigeration elements separately, it is possible to have a compact equipment that uses sustainable work pairs.



# INTRODUCCIÓN

La refrigeración constituye uno de los principios básicos para seguridad alimenticia alrededor del mundo de acuerdo con la Organización de las Naciones Unidas para la alimentación y la agricultura (FAO), debido a que retrasa la degradación de alimentos [1]. Sin embargo de acuerdo con el Instituto Internacional de Energía, aproximadamente el 15% de toda la electricidad producida en el mundo se emplea para procesos de refrigeración [2].

Por otro lado los sistemas de refrigeración mayormente utilizados son los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, los cuales funcionan con refrigerantes sintéticos, tales como los CFC, HCFC o HFC (clorofluorocarbonos, hidroclorofluorocarbonos, hidrofluorocarbón, respectivamente). Cuando se liberan a la atmósfera, dichos refrigerantes afectan la capa de ozono y contribuyen al efecto invernadero.

Edmunds JA, Wuebles DL y Scott MJ. Energy, en 1987 estimaron que las emisiones de refrigerantes sintéticos, durante su operación o después de su vida útil representan el 33,3% del efecto invernadero [3]. Como respuesta inmediata para el cuidado de ambiente, varios protocolos, como el Protocolo de Montreal (1987) y el Protocolo de Kioto (1997), se establecieron con el fin de eliminar, o al menos a reducir considerablemente las emisiones de estos gases [4-6].

Diversos países alrededor del mundo han realizado algunas medidas para realizar el cambio o eliminación del uso de HFC. De acuerdo con la SEMARNAT en México en 2010 se eliminó totalmente en el país el consumo de clorofluorocarbonos (CFC), sustancias utilizadas en refrigeración, aire acondicionado, aerosoles y espumas de poliuretano y se planteó bajo el marco del “Plan Nacional de Eliminación de Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)”, el cual tiene como objetivo eliminar un 30% del consumo de HCFC para el año

2018. A pesar de las acciones realizadas en algunos países, después de 31 años de haber sido creado el Protocolo de Montreal, la situación continúa reclamando el desarrollo de tecnologías alternativas que operan con sustancias amigables con el medio ambiente, sobre todo debido al aumento de las emisiones de HFC, aunque la emisión de los CFC y los HCFC han ido disminuyendo desde finales de 1980 [7,8].

Con fundamento en lo anterior, es necesario señalar que se deben desarrollar sistemas de refrigeración que no consuman electricidad, debido a que generalmente la electricidad proviene de fuentes fósiles; asimismo, se requiere que no utilicen refrigerantes que afecten la capa de ozono y produzcan efecto invernadero; y por último que sean de bajo costo, para que puedan ser utilizados de manera incluyente y democrática a la sociedad.

Por ello, como se explicará más adelante, el objetivo del presente trabajo diseñar y caracterizar un refrigerador compacto que opere con energía solar, para aplicarlo a la preservación de productos de la pesca; empleando un colector tipo CPC, que funcione mediante un sistema de adsorción con par de trabajo adsorbente-adsorbato de carbón vegetal- metanol. Como resultado se pretende tener un refrigerador que funcione mediante adsorción solar, concentración parabólica compuesta, que utilice refrigerantes sustentables y que sea eficiente, a un costo accesible para diversos sectores de la sociedad.

El trabajo se encuentra dividido en cinco capítulos, en el primero de ellos se presenta el estado del arte en refrigeración solar y particularmente por adsorción, lo que enmarca la justificación del trabajo, los objetivos y la hipótesis.

En el segundo capítulo se presenta el estado del arte de los materiales adsorbentes que se emplean en los prototipos como el que aquí se presenta; esta información es útil para contrastar las propiedades de diferentes materiales que podrían emplearse. Por su parte en el tercer capítulo se presenta el diseño del sistema de refrigeración por adsorción, de sus diferentes componentes y del concentrador tipo CPC. Posteriormente, el capítulo 4 contiene todo el soporte teórico y el análisis térmico del sistema.

Finalmente el capítulo cinco resume los resultados obtenidos, tanto para capacidad de adsorción como para el análisis térmico, así como los resultados prácticos.

## REFERENCIAS

- [1] J. Graham, W.A. Johnston & F.J. Nicholson (1993). *El hielo en las pesquerías*. Aberdeen, Reino Unido. FAO.
- [2] A. Sur & R.K. Das (2010). *Review on solar adsorption refrigeration cycle*. Int J Mech Eng Tech nol.190-226.
- [3] J. Edmunds, D.J. Wuebles & M.J. Scott (1987). *Energy and radiative precursor emissions*. Energy sources, 14-16.
- [4] Y. Fan, L. Luo, B. Souyri (2006). *Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications*. Renew Sustain Energy Rev. 1758-1775.
- [5] B. Choudhury, P.K. Chatterjee, J.P. Sarkar (2010). *Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route*. Renew Sustain Energy Rev. 2189-2195.
- [6] M.S. Fernández, G.J.V.N. Brites, J.J. Costa, A.R. Gaspara, V.A.F. Costa (2014). *Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 102–123.
- [7] K.R. Ullah, R. Saidur, H.W. Ping, R.K. Akikur, N.H. Shuvo (2013). *A review of solar thermal refrigeration and cooling methods*. Renew Sustain Energy Rev. 499-513
- [8] Meteorological Organization, Geneva, Switzerland (2010). *Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2010*.

# CAPÍTULO 1

## Fundamentos

- 1.1 Antecedentes de refrigeración solar.*
- 1.2 Estudios realizados para refrigeración en la pesca.*
- 1.3 Sistemas de Refrigeración por adsorción.*
- 1.4 Refrigeración solar mediante concentradores solares tipo CPC.*
- 1.5 Justificación del trabajo*
- 1.6 Objetivo general y objetivos específicos*
- 1.7 Hipótesis*

**E**l uso de energía para la refrigeración ha aumentado considerablemente en los últimos años. Hoy en día, la mayor parte de los sistemas de refrigeración que se encuentran en funcionamiento utilizan compresión del fluido refrigerante. A nivel mundial, los dispositivos de refrigeración consumen aproximadamente el 15% de la producción mundial de electricidad. Al responder a los retos medioambientales el futuro de las máquinas de refrigeración va encaminado hacia el empleo de sistemas que no empleen combustibles fósiles ni HCFC. Las máquinas de refrigeración solar son una opción.

En el presente capítulo se muestra un análisis de los diferentes sistemas de refrigeración solares, y particularmente de los sistemas de refrigeración por adsorción que son el objetivo del presente trabajo.

### **1.1 Antecedentes de refrigeración solar**

Los ciclos de refrigeración afectan al ambiente de dos maneras, la primera por el consumo de energía eléctrica ya que generalmente proviene de combustibles fósiles; la segunda debido a que los refrigerantes empleados dañan la capa de ozono. La refrigeración por compresión de vapor, habitualmente utilizada, consume altas cantidades de energía eléctrica. El Instituto Internacional de Refrigeración en París estima que aproximadamente el 15% de toda la electricidad producida en el mundo se emplea para aire acondicionado y refrigeración [1]. Por otra parte, los picos de demanda de electricidad durante el verano son cada vez más frecuentes debido al aumento general del uso de equipos de refrigeración [2].

El Convenio de Viena para la Protección de la Capa de Ozono (1985), el Protocolo de Kioto sobre el calentamiento global (1997) y las cinco enmiendas del Protocolo de Montreal (1987), todos discuten la reducción del uso de los principales refrigerantes CFC para proteger la ozonfera, pero la situación continúa sin una solución determinante [3]. La Comisión Europea (CE) en el Reglamento 2037/2000, implementada el 1 de octubre de 2000, trabaja para controlar y programar todos los materiales que agotan el ozono; todos los HCFC serían prohibidos en 2015[4,5].

Aun sabiendo lo anterior, los sistemas de refrigeración continúan utilizando HCFC como refrigerantes. Por ello, la ONU en su reporte anual de progreso en el desarrollo de metas 2013, subrayó la necesidad de una respuesta inmediata por parte de los países para el cumplimiento del Protocolo de Montreal (Eliminación de CFC y HCFC). Bajo esta premisa, se han realizado una amplia gama de estudios, con el objetivo de que al mismo tiempo de que se brinde un avance tecnológico y científico, también se colabore en encontrar soluciones sustentables al problema.

---

La refrigeración solar es una alternativa para combatir los problemas antes mencionados. Esta se realiza en dos métodos básicos: refrigeración solar fotovoltaica y refrigeración solar térmica. El primero es un sistema de energía solar basado en paneles fotovoltaicos, la energía solar se convierte en energía eléctrica y ésta última se utiliza para hacer funcionar un sistema de refrigeración, normalmente emplea los métodos convencionales de enfriamiento por compresión [6]. El segundo método utiliza un colector solar, el cual aumenta la temperatura directamente del refrigerante y mediante convección se hace circular al refrigerante por el sistema. Como se observa en la Figura 1.1, la refrigeración solar térmica se puede dividir en absorción y en adsorción.

La sorción, es la retención de una sustancia por otra cuando están en contacto; el término general de sorción abarca los fenómenos de absorción y adsorción. Estos dos fenómenos son de índole reversible por que las fuerzas de Van der Waals que intervienen en ellos, son muy débiles. Se dice que ocurre adsorción cuando las moléculas de un gas o líquido permanecen adheridas a la superficie de un material. Se dice que ocurre absorción cuando un gas o un líquido penetra en la fase sólida. En la sorción se necesita un par de trabajo, los cuales se denominan sorbato y sorbente; el sorbente es material en el que se adhiere o penetra el sorbato [7].

La absorción usa como par de trabajo principalmente ácido sulfúrico /agua ( $\text{H}_2\text{SO}_4/\text{H}_2\text{O}$ ) o bien amoníaco / agua ( $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$ ); los principales elementos para refrigeración por absorción son: un generador, una bomba y un absorbedor.

La adsorción por su parte usa como pares de trabajo principalmente: gel de sílice / agua; carbón activado / metanol; carbón activado / amoníaco y zeolita / agua. El ciclo de adsorción, se compone de una cámara de sorción, la cual funciona como compresor térmico y se encarga de desorber un refrigerante; el refrigerante se dirige hacia un condensador en donde se extrae calor a alta presión hacia un sumidero, posteriormente fluye el refrigerante hacia el evaporador en donde se absorbe calor del área fría y finalmente para cerrar el ciclo, el refrigerante se evapora y se adsorbe en la cámara de sorción [8].

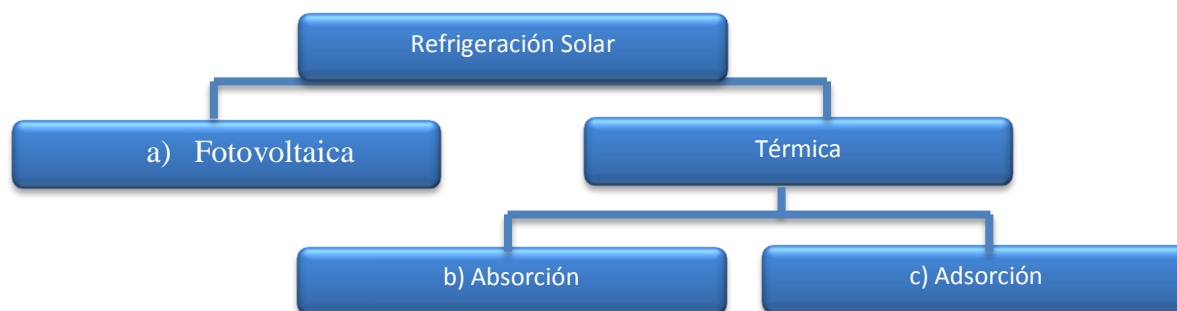


Figura 1.1. Métodos de refrigeración solar

A continuación se muestran investigaciones sobresalientes relacionadas a refrigeración solar y a parámetros de funcionamiento, profundizando en el área térmica, con base en la figura 1.1 la refrigeración solar se clasifica en:

*a) Refrigeración solar fotovoltaica*

Rudisher et al., en 2005 diseñaron varios sistemas de refrigeración solar- eléctrica, mediante paneles fotovoltaicos, para un funcionamiento autónomo, obtuvieron valores de COP en un rango de 1,1 hasta 3,3 para diferentes temperaturas del evaporador entre  $-5$  y  $15^{\circ}\text{C}$  y las temperaturas del condensador entre  $45$  y  $61^{\circ}\text{C}$  [9].

Por su parte D.S Kim en Australia y C.A Infante Ferreira en Holanda, en 2008, coinciden en concluir que la refrigeración solar eléctrica tiene dos retos, en primer lugar, evitar el uso de HCFC y en segundo lugar, disminuir el costo que representan los paneles solares fotovoltaicos y el almacenamiento de electricidad, por lo cual propusieron que debe reducirse el costo y proponer otro tipo de refrigerantes en compresión, para competir con otras tecnologías de refrigeración solar [10].

*b) Refrigeración solar por absorción*

Para la refrigeración solar térmica por absorción se han reportado numerosos estudios, por ejemplo: Chinnappa y Martín en 1976, estudiaron el rendimiento de una unidad de

absorción de amoníaco, mediante la comparación con un sistema que usaba LiBr, concluyendo que un sistema de amoníaco, necesita 40% menos área de captación solar que un sistema de LiBr y además que el costo para un sistema de amoníaco es menor que para un sistema de LiBr [11].

Ziegler et al., analizaron los ciclos multiefecto, compuestos por ciclos de absorción, mediante el análisis de una bomba de calor y concluyeron que los ciclos multiefecto prometen rendimientos de enfriamiento que exceden el rendimiento de los ciclos de una sola etapa [12].

Alizadeh, por su parte, consideró de manera técnica enfriadoras de absorción regenerativas con ciclos multipresión, comparándolas con enfriadores de ciclo convencional; encontró que la solución a los bajos valores de COP de un ciclo convencional, se resolvía mediante la incorporación de un doble efecto regenerativo en un ciclo de refrigeración por absorción [13].

Selahattin Göktun en 2001 investigó el rendimiento óptimo de un sistema de refrigeración de absorción de vapor alimentado mediante energía solar, mediante el uso de un refrigerador de compresión de vapor conectado en cascada con un refrigerador de absorción, con dichas condiciones obtuvo una temperatura óptima de funcionamiento del colector solar de 90°C y un COP máximo de 2,5 [14].

Por otro lado diferentes pares de fluido de trabajo han sido analizados, como por ejemplo, Romero et al., compararon el rendimiento teórico del modelado de un sistema de absorción solar para enfriamiento que funciona con agua/ bromuro de litio y mezclas alternativas de hidróxido, mediante el análisis de coeficientes de rendimiento de Carnot y coeficientes de rendimiento basados en entalpía mostrados en función de la temperatura del evaporador, encontrando como resultado que el sistema con la mezcla de hidróxido puede operar con coeficiente de rendimiento más altos que el sistema con la mezcla de bromuro de litio [15].

Arivazhagan et al., realizaron estudios de simulación en un ciclo de absorción de vapor utilizando refrigerante 134a, mediante fuentes de calor de baja temperatura y encontraron que el COP para el sistema varía de 0,35 para bajas temperaturas de evaporación y altas de



condensación a 0,46 para altas temperaturas de evaporación y bajas de condensación [16]. En 2008 la tecnología de absorción proporcionaba varias máquinas de absorción con COP de 0,3 a 1,2.

En México también se han realizado estudios por parte de investigadores como: I. Pilatowsky et. al., 2004, quienes realizaron la evaluación del desempeño de un sistema de refrigeración mediante absorción solar de agua- monometilamina para enfriamiento de leche y obtuvieron que los coeficientes de rendimiento teóricos presentan altas temperaturas del evaporador y bajos valores de temperatura de absorción y temperatura del condensador [17]. W. Rivera et. al., han realizado investigaciones acerca de la evaluación de un sistema de refrigeración de absorción solar intermitente para la producción de hielo, operando con amoniaco- nitrato de litio, el sistema desarrollado tiene una capacidad nominal de 8 kg de hielo / día, consiste en un colector parabólico cilíndrico que actúa como generador-absorbedor, las temperaturas alcanzadas en el evaporador fueron de -11 °C y se obtuvieron coeficientes de rendimiento solar de hasta 0,08. [18].

---

#### *b) Refrigeración solar por adsorción*

En 1948, Faraday encontró que la capacidad de enfriamiento podría ser generada cuando AgCl adsorbía NH<sub>3</sub>. Este es el primer registro del fenómeno de refrigeración por adsorción.

En 1920, G.E. Hulse propone un sistema de refrigeración en el que la sílica gel-SO<sub>2</sub> fue utilizada como par de trabajo para el almacenamiento de alimentos en un tren. Fue accionado por la combustión de propano y fue enfriado por la convección de aire. La temperatura de refrigeración más baja alcanzada de 12 °C [19].

Para la refrigeración solar térmica por adsorción física, los adsorbentes como zeolita, gel de sílice, carbón activado y alúmina son adsorbentes físicos que tienen estructuras altamente porosas con relaciones de superficie-volumen en el orden de varios cientos que pueden atrapar selectivamente y mantener refrigerantes. Cuando se encuentran saturados, pueden ser regenerados simplemente por calentamiento. Si un adsorbente y un refrigerante están contenidos en el mismo recipiente, el adsorbente mantendrá la presión mediante la adsorción de la evaporación del refrigerante.

En 1986, M.Pons y JJ Guillemot, realizaron un diseño experimental de una máquina de hielo sólido de adsorción con energía solar, usando como par de trabajo carbón activado / metanol, teniendo 6 m<sup>2</sup> de colectores solares, 130 kg de carbón activado, teniendo condensación por aire, obteniendo en el evaporador una producción neta de 30-35 kg de hielo por día soleado y un COP solar neto de 0.12 [20]. Wang *et al.* realizaron un estudio de un nuevo par de trabajo mediante fibra de carbón activado (ACF) –metanol, para verificar si la fibra de carbón activado podría ser un buen sustituto del carbón activado (AC); obteniendo que el COP para ACF-metanol podría ser 10 por ciento ~ 20 por ciento más alto que el de AC-metanol. Por lo tanto, el ACF-metanol podría ser un buen par de refrigeración de adsorción para construir refrigeradores de adsorción [21].

Por su parte Wang *et al.*, en el año 2000, propusieron un sistema híbrido utilizando energía solar, el cual producía agua caliente y refrigeración mediante adsorción, verificando que el sistema híbrido es capaz de calentar , 60 kg de agua a aproximadamente 90°C, así como producir 10 kg de hielo por día con un colector solar de 2 m<sup>2</sup> [22]. Critoph, 2002, realizó pruebas del par de trabajo gel de carbón-amoníaco para adsorción, mediante un análisis teórico y determinó un COP de 0,13 [23]. Hildbrand *et al*, construyeron un refrigerador solar en Suiza, el par de adsorción fue gel sílice- agua, con el cual obtuvieron COP de 0,10 A 0,25 [24]. La tecnología de adsorción solar actual puede proporcionar una producción de hielo diaria de 4-7 kg por unidad de metros cuadrados de colector solar [25]. Las capacidades de enfriamiento se reportaron entre 3,2 y 3,6 kW, los valores de COP oscilaron 0,2-0,66 con temperaturas de calentamiento 55 a 95 ° C [26].

---

## 1.2 Estudios realizados para refrigeración en la pesca

En cuanto a aplicaciones particularmente en la pesca, M. Bogatac, Bowman y Myo Min Aung analizaron de manera individual, desde un punto de vista económico, el término “Cadena de suministro”, en el cual plantean la necesidad del control de temperatura de los alimentos perecederos durante la producción, el almacenamiento, el transporte y los procesos de venta para garantizar la cantidad y calidad de los alimentos y reducir las pérdidas. Considerando el tiempo de vida limitado y el deterioro de la calidad de los alimentos perecederos, G. Ma, en 2009 denominó a éste análisis “logística de la cadena de

frío”. En 2012, Rojers, estimó que el mercado mundial de alimentos refrigerados crecería de \$ 165 400 millones en 2009 a \$ 199 500 millones en 2014 [27].

La cadena de frío, según G. Ma, es un tema global que hace incidir diversas visiones para el desarrollo humano, como: económicos, técnicos sustentados por el IIR (Instituto Internacional de Refrigeración), sociales respecto a la seguridad alimentaria planteada por la FAO, entre otros.

La vida útil de los alimentos se determina por la actividad microbiana, la cual está fuertemente influenciado por la temperatura, de acuerdo con lo anterior, la FAO establece que los alimentos de menor tiempo son los alimentos procedentes del mar y de ellos el que causa mayor cantidad de intoxicación alimentaria al ser humano es el camarón por su rapidez de descomposición [28].

En la presente tesis se plantea mantener el área fría dentro de un rango de 0 a  $-2^{\circ}\text{C}$ , que es una temperatura que permite ventajas significativas respecto al control del camarón; Este es un alimento adecuado para el presente proyecto debido a las condiciones de temperatura requeridas para condiciones post- mortem, almacenamiento, transporte y los procesos de venta [29].

Los buques camaroneros han utilizado tradicionalmente hielo picado para la conservación del camarón capturado [30]. Posteriormente se han implementado sistema de refrigeración mecánica a bordo de estos barcos; sin embargo estos sistemas de refrigeración consumen combustible o electricidad para lograr la refrigeración [31].

Francisco Táboas en 2014, analizó el uso de la energía del calor residual del agua de las camisas de los motores diésel de los buques pesqueros para su uso como fuente de calor para los sistemas de refrigeración por absorción, utilizando como par de trabajo  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  [32].

En México, Roberto Best en 2013, junto con un conjunto de investigadores, realizaron estudios acerca de refrigeración solar en la industria alimentaria en México, simulando en TRNSYS un sistema de enfriamiento mediante concentradores tipo Fresnel; esto permitió modelar el sistema colector que cumple con la carga requerida. La electricidad ahorrada

calculada fue de alrededor del 19% del consumo total, esta pequeña fracción se debe a que la instalación seleccionada está funcionando continuamente con capacidades de refrigeración muy grandes [33].

---

### **1.3 Sistemas de Refrigeración por adsorción.**

En Shangai en 2005 S.G. Swang realizó estudios acerca la evolución reciente de la tecnología de refrigeración en la pesca, del cual concluyó que la tecnología de adsorción tiene un potencial prometedor para competir con tecnologías de absorción y por compresión de vapor convencionales; además de tener ventajas de sustentabilidad [34].

El fenómeno de adsorción es el resultado de la interacción entre un sólido y un fluido (refrigerante) con base a una reacción física. La adsorción física se produce cuando las moléculas de refrigerante (adsorbato) se fijan en la superficie de un elemento poroso sólido (adsorbente) debido a las fuerzas de Van der Waals, lo que conduce a la acumulación de una sustancia en la superficie de otro. Mediante la aplicación de calor, las moléculas de adsorbato pueden ser liberados (desorción), este es un proceso reversible [35, 36]

La energía solar es la fuente de energía de la mayoría de los dispositivos de adsorción que operan con el ciclo básico. Un refrigerador de adsorción solar basado en el ciclo de refrigeración básico de adsorción no requiere ninguna energía mecánica o eléctrica, sólo energía térmica, y funciona de manera intermitente de acuerdo con el ciclo diario. Como un sistema de compresión de vapor simple, estos sistemas de adsorción son sistemas cerrados, que incluyen un compresor, un condensador y un evaporador. Sin embargo, en este caso, el compresor es un adsorbedor accionado por la energía térmica, y el efecto de enfriamiento se consigue mediante la evaporación de un refrigerante mientras que el vapor producido se adsorbe por la capa de adsorbente en el adsorbedor. El contenido adsorbido de refrigerante varía en función del ciclo, dependiendo de la temperatura del adsorbente en el sistema, que varía entre un límite máximo fijado por la presión de condensación y un límite mínimo impuesto por la presión de evaporación.

En su forma más simple, de acuerdo con M. S. Fernández, un refrigerador solar es un sistema cerrado que consta de un colector solar que contiene el lecho adsorbente

(herméticamente sellado, para optimizar la adsorción de la radiación solar), un condensador, un receptor equipado con una válvula de 2 vías y una caja fría con el evaporador en el interior (Figura.1.2) [37].

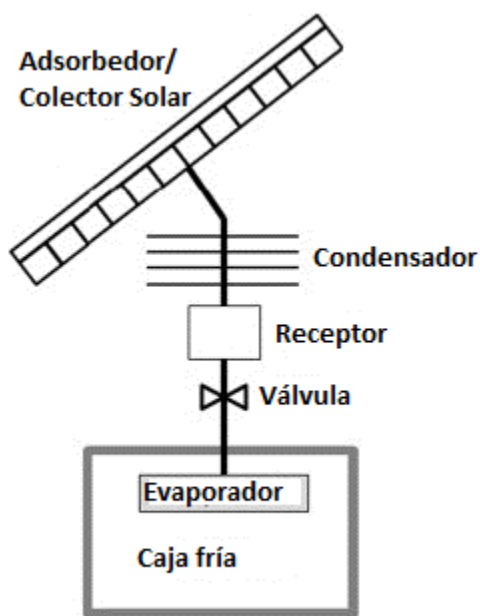


Figura.1.2. Los principales componentes de un dispositivo de enfriamiento de adsorción solar [37].

El ciclo convencional de adsorción ha sido presentado extensamente en la literatura (como se verá en este capítulo). Como introducción destacar que:

La refrigeración por adsorción es un proceso cuasi continuo que requiere al menos 2 compartimentos o cámaras con material de sorción y que operan en paralelo. Los sistemas disponibles en el mercado usan generalmente agua como refrigerante y gel de sílice como adsorbente.

La máquina consiste básicamente en 2 compartimentos adsorbentes, el evaporador y el condensador. Mientras el adsorbente en el primer compartimento se regenera usando agua caliente o una fuente de calor externa (como por ejemplo un concentrador solar), el adsorbente en el segundo compartimento (llamado adsorbedor) adsorbe el vapor de agua

(adsorbato) que llega del evaporador; este compartimento tiene que ser enfriado para poder conseguir una adsorción continua.

Así pues, el ciclo de adsorción básico consta de cuatro etapas (dos isobaras y dos líneas isostéricas), que pueden ser representados en el diagrama de Clapeyron (Fig.1.3).

**Proceso 1-2.** El proceso comienza en el punto 1, cuando el adsorbente está a la temperatura  $\tau_a$  (temperatura de adsorción) y a una presión baja  $P_e$  (presión de evaporación), y el contenido de refrigerante adsorbido está en su valor máximo  $X_{m\acute{a}x}$ . La válvula que aísla el condensador del evaporador está cerrada y, de forma que el calor  $Q_{d1}$  se aplica al adsorbente provoca aumento de la temperatura y la presión a lo largo de la línea 1-2 isostérico (equivalente a la etapa de compresión en el ciclo de compresión de vapor), mientras que la masa de refrigerante adsorbido permanece constante en el valor máximo.

**Proceso 2-3.** Al llegar a la presión de condensación  $P_c$ , en el punto 2, se inicia el proceso de desorción, cuando el calentamiento progresivo ( $Q_{d2}$ ) del adsorbente desde el punto 2 al 3 (equivalente a la etapa de condensación en el ciclo de compresión de vapor) hace que este libere el vapor de refrigerante, el cual se disuelve en el condensador (liberando el calor de condensación,  $Q_c$ , a la temperatura de condensación  $T_c$ ) y después se recupera en un receptor (o desemboca directamente en el evaporador, si no hay receptor ni válvula). Esta etapa termina cuando el adsorbente alcanza su temperatura máxima de regeneración,  $T_d$ , y el contenido de adsorbato disminuye hasta el valor mínimo de  $X_{min}$  (punto 3).

**Proceso 3-4.** A continuación, el adsorbente se enfría a lo largo de la línea 3-4 isotérmico (equivalente a la etapa de expansión en el ciclo de compresión de vapor), mientras que el contenido de refrigerante adsorbido permanece constante en el valor mínimo. Durante esta fase, se abre la válvula, permitiendo que el refrigerante fluya hacia el evaporador, y la presión del sistema disminuya hasta alcanzar la presión del evaporador  $P_e$ , igualando la presión de vaporización del refrigerante (punto 4).

**Proceso 4-1.** La fase de adsorción- evaporación se produce a lo largo de los puntos 4-1 (equivalente a la etapa de evaporación en el ciclo de compresión de vapor), produciendo el efecto de enfriamiento  $Q_e$  en el evaporador, en la temperatura de evaporación  $T_e$ . En esta etapa, el refrigerante vaporizado en el evaporador fluye al adsorbedor donde se adsorbe hasta que el contenido máximo de  $X_{m\acute{a}x}$ . Se alcanza, en el punto 1. Durante esta fase, el

adsorbente se enfría hasta que alcanza la temperatura de adsorción  $T_a$ , por rechazar el calor sensible y el calor de adsorción,  $Q_a$ . Al final de esta fase, la válvula está cerrada (para evitar la condensación que se produzca más tarde en el evaporador) y se reinicia el ciclo [38,39]. En el ciclo de refrigeración de adsorción solar, etapas 1 a 3 corresponden al período durante el día y las etapas 3 a 1 para el período nocturno.

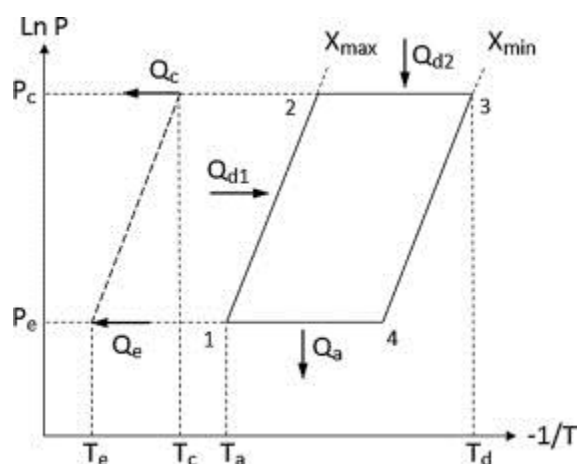


Figura. 1.3. Ciclo de adsorción básica (diagrama de Clapeyron) [37].

El coeficiente de rendimiento (COP) de un sistema de refrigeración es la relación entre su capacidad para eliminar el calor de una fuente de frío y la energía suministrada para su funcionamiento. Esta relación es una medida de la conversión de la energía suministrada al sistema con respecto a la capacidad de refrigeración de salida, interpretado como, la eficiencia del sistema de refrigeración. Este parámetro es muy útil especialmente en la comparación entre sistemas similares, operando con el mismo ciclo básico y la misma tecnología.

En el caso de un refrigerador solar, el calor eliminado de la fuente de frío ( $Q_e$ ) corresponde al efecto de enfriamiento producido en el evaporador. En cuanto a la energía suministrada al sistema, cuando se considera sólo la energía que se transfiere eficazmente a la unidad de adsorción para promover su regeneración/desorción ( $Q_d = Q_{d1} + Q_{d2}$ , (Fig. 1.3)), el COP del ciclo de adsorción se puede determinar a partir de la ecuación 1.1.

$$COP_c = \frac{Q_e}{Q_d} \quad (1.1)$$

Este coeficiente de rendimiento se refiere a un período establecido de tiempo, generalmente se considera como un día entero.

Sin embargo, el método más común para definir la COP de un refrigerador solar es considerar toda la energía solar recibida por la superficie del colector solar ( $Q_s$ ). Por lo tanto, la COP solar se define en la ecuación 1.2. [39]

$$COP_s = \frac{Q_e}{Q_s} \quad (1.2)$$

Los pares de trabajo más utilizados actualmente debido a que se consideran que son naturales y podrían ser considerados para el cumplimiento del protocolo de Montreal son: el agua-zeolita, gel de sílice-agua y carbón activado-metanol [40].

F.P. Song, *et. al.*, en Febrero de 2014, estudiaron la refrigeración mediante adsorción utilizando como par de trabajo  $\text{CaCl}_2 / \text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ , de este trabajo concluyeron que el COP térmico y rango de capacidad de refrigeración son 0,27-0,37 y 3,29-5,86 kW respectivamente, con temperaturas de la fuente de calor de 65 a 85 ° C, de condensación de 25 ° C y de evaporación de 5 ° C [41].

En Turquía, Ismail Solmuş *et.al*, realizaron pruebas experimentales acerca de la capacidad de adsorción de equilibrio de agua en zeolita natural, la cual fue determinada experimentalmente a diferentes temperaturas en la zeolita y presiones de vapor de agua para su uso en un sistema de refrigeración de adsorción, los resultados experimentales muestran que la capacidad máxima de adsorción de la zeolita natural es casi 0,12  $\text{kg}_w / \text{kg}_{ad}$  para temperaturas de zeolita y presiones de vapor de agua en el rango de 40 a 150 ° C y 0,87 a 7,38 kPa respectivamente. Además realizaron comparaciones del par zeolita natural- agua con otros pares de trabajo: carbón activado-metanol; gel sílice-agua y zeolita (13X)-agua. Respecto a lo anterior concluyeron que el par de trabajo carbón activado-metanol es el mejor entre los pares analizados en términos de adsorción cíclica [42].



Finalmente, también es importante mencionar que existen fabricantes de sistemas de adsorción comerciales, sin embargo, estos sistemas normalmente son de gran tamaño y costo y generalmente trabajan con gel sílice. La mayoría emplean calor residual de un proceso (cogeneración). Hay principalmente 2 fabricantes japoneses ellos diseñan enfriadoras para grandes potencias (70 – 500 kW). Mientras que las empresas alemanas fabrican pequeños equipos (7 – 50 kW). Empresas como NISHIYODO KUCHOUKI CO. LTD, produce también enfriadoras de adsorción de gel de sílice/agua. Estas máquinas se comercializan en EEUU por la empresa HIJC USA Inc. y en España por ICOGEN-SA [43].

#### ***1.4 Refrigeración solar mediante concentradores solares tipo CPC.***

Los colectores solares se suelen clasificar en dos categorías en función de los coeficientes de concentración: colectores que no se concentran y colectores de concentración. Un colector de no concentración tiene la misma área de interceptación como su área de absorción, mientras colector de concentración solar generalmente es cóncavo, con superficies reflectantes o lentes para interceptar y enfocar la radiación solar a un área de recepción mucho menor, lo que resulta en un aumento de flujo de calor de manera que el ciclo termodinámico puede lograr una mayor eficiencia de Carnot cuando se trabaja a temperaturas más altas [44].

En 2013, Y. Tian y Zhao realizaron una revisión acerca de los colectores solares de concentración y no concentración en aplicaciones de energía solar térmica, concluyeron que de los colectores de concentración para aplicaciones térmica: helióstatos, parabólicos y parabólicos compuesto (CPC), estos últimos representan mayor eficiencia para aplicaciones térmicas [45].

En 2011, W.Rivera et al., en México, desarrollaron un prototipo de un refrigerador solar por absorción, usando como fluido de trabajo la mezcla amoniaco/ nitrato de litio, en el cual usan un concentrador solar tipo CPC que actúa como generador- absorbedor dentro del ciclo de refrigeración, con una capacidad máxima de generación de hielo de 8 kg/día, logrando una temperatura en el absorbedor de  $-11^{\circ}\text{C}$  y un COP de 0,08 [46].

En 2007, Manuel I. González y Luis R. Rodríguez, en Burgos España, plantean que los concentradores solares tipo CPC, son versátiles y pueden ser adaptados a una gran variedad

de aplicaciones y geometrías. Por ello desarrollaron un refrigerador solar por adsorción en el cual se tiene un colector formado por un serpentín que concentra la radiación solar mediante CPC's a largo del serpentín, logrando COP's experimentales de 0,078 a 0,096, donde 9 kg de agua pueden ser enfriados de 23°C a 2°C [47].

### **1.5 Justificación del trabajo**

Como puede observarse en los antecedentes presentados, existe un amplio trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción, sin embargo, se observa que estos tienen desventajas que se relacionan principalmente con las sustancias que se emplean.

Por otro lado, en menor grado existe un amplio trabajo en sistemas de refrigeración por adsorción, sin embargo, se observan algunos problemas que impiden su empleo masivo, estos problemas se relacionan particularmente con su gran tamaño y con el empleo de pares de trabajo, carbón activado- metanol.

Por tal motivo, se observa que existen tres puntos importantes que atacar en la refrigeración por adsorción, estos son:

- La portabilidad del sistema. Se requiere un sistema que sea de un tamaño razonable y portátil, de tal forma que pueda transportarse para aplicaciones en la pesca.
- La sustentabilidad de los pares de trabajo. Es importante trabajar en analizar diferentes pares de trabajo que sean sustentables y contaminen lo menos posible, pero que también sean de fácil y económica obtención.
- La intermitencia de operación. Es importante lograr la operación del sistema de manera continua, evitando el ciclo nocturno y diurno.

Lo anterior enmarca la propuesta que aquí se presenta ya que se trata un prototipo de un refrigerador solar compacto y sustentable; en los siguientes apartados se describen los objetivos del presente proyecto, así como la hipótesis que lo sustenta.

## 1.6 Objetivo General y Específicos

### *OBJETIVO GENERAL*

Desarrollar y caracterizar un refrigerador por adsorción que emplee concentrador de radiación solar tipo CPC que cumpla con los criterios de sustentabilidad aplicados a la conservación de productos de la pesca.

### *OBJETIVOS ESPECÍFICOS*

- ◆ Analizar las características óptimas necesarias para la conservación de productos de la pesca.
- ◆ Investigar el sistema de concentrador tipo CPC y su aplicación en refrigeración, para determinar el COP.
- ◆ Realizar un análisis de los diferentes tipos de fluidos refrigerantes y pares de trabajo utilizados en sistemas convencionales y en sistemas de adsorción.
- ◆ Comparar diferentes materiales tanto para el CPC como para el sistema de refrigeración, evaluando eficiencia térmica vs costo.
- ◆ Emplear una metodología de diseño, considerando las variaciones internas de presión.
- ◆ Analizar térmicamente diferentes configuraciones para pares de trabajo para adsorción.
- ◆ Construir prototipo de sistema de refrigeración.

## 1.7 Hipótesis

Es posible emplear un concentrador tipo CPC, acoplado a un sistema de refrigeración por adsorción que utilice refrigerantes sustentables para mantener alimentos altamente perecederos como el camarón, en condiciones adecuadas para su consumo, bajo diferentes patrones de radiación solar y a un bajo costo.

---

## REFERENCIAS

- [1] M.S. Fernández, G.J.V.N. Brites, J.J. Costa, A.R. Gaspara, V.A.F. Costa (2014). **Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems**. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 102–123.
- [2] A. Sur & R.K. Das (2010). **Review on solar adsorption refrigeration cycle**. Int J Mech Eng Tech nol. 190-226.
- [3] Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici (2013). **Review of solar refrigeration and cooling systems**. Energy and Buildings. 286-297.
- [4] H.Z. Hassan, A.A. Mohamadb,, H.A. Al-Ansaryc, Y.M. Alyousefd (2014). **Dynamic analysis of the CTAR (constant temperature adsorption refrigeration) cycle**. Energy. 852-858.
- [5] M.R. Anisur, M.H. Mahfuz, M.A. Kibria, R. Saidur, I.C. Metselaar, T.L. Mahlia (2013). **Curbing global warming with phase change materials for energy storage**. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 23–30
- [6] R. Saidur, H. Masjuki, M. Mahlia, C. Tan, J. Ooi, et al (2008). **Performance investigation of solar powered thermoelectric refrigerator**. International Journal of Mechanical and materials engineering. 7-16.
- [7] Instituto Colombiano Agropecuario (1984). **Reconocimiento y manejo de problemas fitosanitarios en productos almacenados**. Bogotá Colombia.
- [8] Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici (2013). **Review of solar refrigeration and cooling systems**. Rumania. Elsevier.
- [9] Rudischer, R., Waschull, J., Henschler, W., Friebe, C., (2005). **Available solar cooling applications for different purposes**. Proceedings of International Conference Solar Air Conditioning, Bad Staffelstein, Germany.
- [10] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira (2008). **Solar refrigeration options – a state-of-the-art review**. International Journal of Refrigeration. 3-15.
-

- [11] J.C.V. Chinnappa, H.V. Martin (1976). **Dual-mode operation by solar energy of an ammonia–water two-stage cycle: a comparative study.** *Solar Energy.* 337–342.
- [12] F. Ziegler, R. Kahn, F. Summerer, G. Alefeld (1993). **Multi-effect absorption chillers.** *International Journal of Refrigeration.* 301-311.
- [13] Alizadeh, S. (2000). **Multi-pressure absorption cycles in solar refrigeration: a technical and economical study.** *Solar Energy.*37-44.
- [14] S. Göktun, I.D. Er (2001). **The optimum performance of a solar-assisted combined absorption–vapor compression system for air conditioning and space heating.** *Solar Energy.* 213-216.
- [15] R.J. Romero, W. Rivera, I. Pilatowsky, R. Best (2001). **Comparison of the modelling of a solar absorption system for simultaneous cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and with water/lithium bromide.** *Solar Energy Materials and Solar Cells.* 301-308.
- [16] S. Arivazhagan, S.N. Murugesan, R. Saravanan, S. Renganarayanan (2005). ***Simulation studies on R134a-DMAC based half effect absorption cold storage systems.*** *Energy Conversion and Management.*1703–1713.
- [17] I. Pilatowsky, W. Rivera, J.R. Romero (2004). ***Performance evaluation of a monomethylamine–water solar absorption refrigeration system for milk cooling purposes.*** *Applied Thermal Engineering.* 1103–1115.
- [18] W. Rivera, G. Moreno-Quintanar, C.O. Rivera, R. Best, F. Martínez (2011).***Evaluation of a solar intermittent refrigeration system.*** *Science Direct.* 38-45.
- [19] Ruzhu Wang, Liwei Wang, Jingyi Wu (2014). ***Adsorption Refrigeration Technology: Theory and Application.*** Edwiley.
- [20] M. Pons, J.J. Guillemintot (1986). ***Design of experimental solar-powered, solid-adsorption ice maker.*** *Journal of Solar Energy Engineering.* 332-337.
- [21] R.Z. Wang, J.P. Jia, Y.H. Zhu, Y. Teng, J.Y. Wu, J. Cheng (1997).***Study on a new solid adsorption refrigeration pair: active carbon fibre-methanol.*** *Journal of Solar Energy Engineering.* 214-219.
- [22] R.Z. Wang, M. Li, Y.X. Xu, J.Y. Wu (2000). ***An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker.*** *Solar Energy.* 189-195.

- 
- [23] Critoph, R.E. (2002). *Carbon–ammonia systems – previous experience, current projects and challenges for the future*. International Sorption Heat Pump.
- [24] C. Hildbrand, Ph. Dind, M. Pons, F. Buchter (2004). *A new solar powered adsorption refrigerator with high performance*. Solar Energy. 311-318.
- [25] Wang, R.Z., Oliveira (2005). *Adsorption refrigeration – an efficient way to make good use of waste heat and solar energy*. International Sorption Heat Pump.
- [26] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira(2008). *Solar refrigeration options – a state-of-the-art review*.International Journal of Refrigeration.3–15.
- 
- [27] Rojers, L.K. (2012). *Cold storage, modern materials handling* [[http://mmh.com/images/site/MMH1201\\_BestPrac\\_ColdStorage.pdf](http://mmh.com/images/site/MMH1201_BestPrac_ColdStorage.pdf)]
- [28] PECUARIA, Programa Nacional de capacitación (2012). *Curso Sobre Tecnología Y Mercadeo de Productos Pesqueros*. Bogotá. IICA.
- [29] FAO (1986).*Consulta Técnica sobre utilización y mercadeo de pescado en América Latina*. Chile.
- [30] De Lucas, A.(1987). *Refrigerated transport by sea*. International Journey Refrigeration. 349-352.
- [31] Cotral R.H, Hoyt J.W (1991). *Eficacia de Refrigeración un bordo de Atuneros cerqueros*. Marina Technology. 73-83.
- [32] Francisco Táboas, Mahmoud Bourouis, Manel Vallès (2014). *Analysis of ammonia/water and ammonia/salt mixture absorption cycles for refrigeration purposes in fishing ships*. Applied Thermal Engineering. 603-611.
- [33] Roberto Best B., Juan M. Aceves H. ,Jorge M. Islas S. ,Fabio L. P. Manzini, Isaac F. Pilatowsky, Rossano Scoccia c ,Mario Motta (2013). *Solar cooling in the food industry in Mexico: A case study* .Applied Thermal Engineering. 1447–1452.
- [34] SG Wang, RZ Wang (2005). *Recent developments of refrigeration technology in fishing vessels*. Renewable Energy.589-606.

- [35] L.W. Wang, R.Z. Wang, R.G. Oliveira (2009). *A review on adsorption working pairs for refrigeration*. Renew Sustain Energy Rev.518- 534.
- [36] K. Sumathy, K.H. Yeung, L. Yong (2003). *Technology development in the solar adsorption refrigeration systems*. Prog Energy Combust Sci. 301-327.
- [37] M.S. Fernández, G.J.V.N. Brites, J.J. Costa, A.R. Gaspara, V.A.F. Costa (2014). *Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Pages 102–123.
- [38] E.E. Anyanwu (2004). *Review of solid adsorption solar refrigeration II: an overview of the principles and theory*. Energy Convers Manag. 1279-1295.
- [39] A. Sur, R.K. Das (2010). *Review on solar adsorption refrigeration cycle*. Int J Mech Eng Technol. 190-226.
- [40] F.P. Song, LX Gong, LW Wang, RZ Wang (2014). *Study on gradient thermal driven adsorption cycle with freezing and cooling output for food storage*. Applied Thermal Engineering. 231–239.
- [41] İsmail Solmuş, Cemil Yamali, Bilgin Kaftanoğlu, Derek Baker, Ahmet Çağlar (2010). *Adsorption properties of a pair of natural zeolite water for use in the adsorption refrigeration cycles*. Energía aplicada. 2062- 2067.
- [42] ICOGEN, 2017, IcoGen S. A. <http://icogen-sa.com/productos-servicios/adsorcion-nishiyodo.html>
- [43] Winter, F. (1991). *Solar collectors, energy storage, and materials*. Massachusetts. The MIT press.
- [44] Y. Tian, C.Y. Zhao. *A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications*. Applied Energy. 538-553.
- [45] W. Rivera, G. Moreno-Quintanar, C.O. Rivera, R. Best, F. Martínez (2011). *Evaluation of a solar intermittent refrigeration system*. ScienceDirect. 38-45.

[46] Manuel I. González, Luis R. Rodríguez (2007). *Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection*. Energy Conversion and Management 48. 2587-2594.

[47] Calm, James M. (2008). *The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook*. International Journal of Refrigeration. 1123-1133.



# CAPÍTULO 2

## *Metodología experimental de materiales adsorbentes*

*2.1. Principios del fenómeno de adsorción*

*2.2. Principales materiales adsorbentes*

*2.3. Materiales Adsorbentes-Adsorbatos*

*2.4 Análisis de materiales adsorbentes*

*2.4.1 Material y Equipo*

*2.4.2 Reactivos*

*2.4.3 Soluciones*

*2.4.4 Estudios de capacidad de adsorción*

*2.4.5 Curvas de calibración*

En el presente proyecto se planteó un diseño sustentable que empleara sustancias que no dañaran al medio ambiente. Por esta razón en este capítulo se realiza un análisis de los materiales que se emplean principalmente para la operación de ciclos de adsorción. Se analiza el fenómeno de adsorción y de la metodología para determinar las propiedades de los materiales adsorbentes. Esto será útil para el análisis térmico y para caracterizar el carbón que se empleará en el refrigerador solar.

### **2.1. Principios del fenómeno de adsorción**

La adsorción es un proceso reversible mediante el cual un gas es fijado en un sólido, habitualmente un material poroso. El sólido que adsorbe es el adsorbente y el material

gaseoso adsorbido en la superficie es el adsorbato. Se trata de un proceso exotérmico, el calor es debido a la condensación del adsorbato más la energía generada en la unión adsorbente-adsorbato. A su vez, la desorción es el proceso inverso de la adsorción y constituye un proceso endotérmico.

La selectividad común de un adsorbente entre el soluto y el fluido portador o entre varios solutos, hace posible la separación de ciertos componentes presentes en el fluido.

El proceso de adsorción global consta de una serie de etapas. Cuando el fluido pasa alrededor de la partícula en un lecho fijo, el soluto primero se difunde desde el volumen del fluido hacia toda la superficie exterior de la partícula. Luego, el soluto se difunde desde el interior del poro hasta la superficie del mismo. Por último, el soluto se adsorbe sobre la superficie.

La acumulación por unidad de área es pequeña; por consiguiente se prefieren los sólidos altamente porosos con áreas internas muy grandes por unidad de volumen. Generalmente las superficies son irregulares y las energías de enlace son debidas básicamente a las fuerzas de van der Waals.

## 2.2. Principales materiales adsorbentes

Existen varios adsorbentes comerciales, todos se caracterizan por grandes áreas superficiales de los poros, que van desde 100 hasta más de 2000 m<sup>2</sup>/g. Entre ellos se encuentran:

- Carbón activo. Es un material monocristalino que proviene de la descomposición térmica de madera y material vegetal. Tiene áreas superficiales entre 300 y 1200 m<sup>2</sup>/g, con un promedio de diámetro de poro de 10 a 60 Å.
- Gel sílice. Este adsorbente se fabrica tratando con ácido una solución de silicato de sodio y luego secándola, tiene un área superficial de 600 a 800 m<sup>2</sup>/g y un promedio de diámetro de poro de 20 a 50 Å.
- Alúmina activada. Este material se obtiene de la activación de óxido de aluminio e activa el óxido de aluminio hidratado calentándolo para extraer el agua. Las áreas superficiales fluctúan entre 200 y 500 m<sup>2</sup>/g, con un diámetro de poro de 20 a 140 Å.

- Zeolitas. Se fabrican polimerizando polimerizando dos tipos principales de monómeros, los que se generan a través de compuestos aromáticos como el estireno y el divinilbenceno se usan para adsorber compuestos orgánicos no polares de soluciones acuosas y los que provienen de esteres acrílicos que se utilizan para solutos más polares en soluciones acuosas .

Los adsorbentes que más se suelen utilizar en máquinas de adsorción son el gel sílice y el carbón activado, este último presenta el problema que el proceso de activación requiere el empleo de ácidos o un alto consumo energético ya que requiere de altas temperaturas y en presencia de dióxido de carbono y aire.

También es posible emplear carbón natural sin activar, ya que es más sustentable; sin embargo, el carbón natural tiene diferentes características de porosidad y adsorción en función de su origen, por ello es necesario determinar la capacidad de adsorción de cada material y compararlo con los materiales adsorbentes empleados en la actualidad. En los siguientes apartados se describirá el proceso para realizar este análisis.

### **2.3. Materiales Adsorbentes-Adsorbatos**

Los refrigerantes naturales son vistos como el ideal por Z. Huan, 2013, quién plantea que los refrigerantes ecológicos son la solución definitiva a los problemas del agotamiento del ozono y el calentamiento global.

B.O. Bolaji realizó estudios en 2012 acerca de los efectos ambientales de algunos refrigerantes comunes y sus resultados se muestran en la tabla 2.1, en donde se puede observar que los valores para refrigerantes naturales del PAO (potencial de agotamiento del ozono), así como de GWP (Potencial de calentamiento global) son los valores más bajos y por lo tanto se considera que para un diseño sustentable, los refrigerantes naturales son los adecuados [1].

Tabla 2.1. Los efectos ambientales de algunos refrigerantes comunes adecuados [1].

Grupo composicional	Refrigerantes	Potencial de agotamiento del ozono (PAO)	Potencial de calentamiento global (GWP) (100 años de horizonte)
CFC	R11	1	3800
	R12	1	8100
	R113	0.8	4800
	R114	1	9000
	R115	0.6	9000
HCFC	R22	0,055	1500
	R123	0.02	90
	R124	0,022	470
	R141b	0.11	630
	R142b	0,065	2000
HFC	R23	0	11700
	R32	0	650
	R125	0	2800
	R134a	0	1300
	R143a	0	3800
	R152a	0	140
Refrigerantes naturales	R290	0	3
	R600a	0	3
	R717	0	0
	R718	0	0
	R744	0	1

El Instituto Australiano de Refrigeración, Aire acondicionado y Calefacción (AIRAH) en 2003, expuso que a pesar de que la mayoría de los refrigerantes naturales han sido descartados como no aptos, por diversas razones, para un buen número de refrigerantes naturales se tienen que adaptar a las diferentes condiciones de aplicación.

El uso de "fluidos naturales" como refrigerantes ha atraído un interés renovado. Existen numerosas publicaciones sobre el tema en los últimos años y varias conferencias IIF / IIR se han dedicado al tema, como los que hay en Hannover, Alemania, 1994, en Aarhus, Dinamarca, 1996, en College Park, EE.UU., 1997, en Oslo, Noruega, 1998 y en la Purdue-Conferencia en West Lafayette, EE.UU., 2000; los dos últimos dispuestos bajo el nombre de "La Conferencia Lorenzen IIR-Gustav en refrigerantes naturales" [2].

De acuerdo con Granryd, en 2001, los Hidrocarburos pertenecen al grupo de "fluidos naturales", y plantea que una serie de hidrocarburos tienen propiedades interesantes como refrigerantes. El problema (sólo) es su inflamabilidad y son alternativa ambientalmente racional de los CFC, los HCFC y los HFC.

En 2013, B.O. Bolaji menciona que el agua ha sido vista como refrigerante (R718), que es uno de los últimos refrigerantes naturales debido a la no toxicidad, no inflamabilidad, cero ODP, cero GWP y de muy bajo costo. Se puede utilizar agua como refrigerante en cuatro formas: desecante de deshumidificación / enfriamiento por evaporación, enfriadores de absorción, enfriadores de adsorción, así como enfriadores de compresión. Las propiedades termofísicas del agua son compatibles con un sistema de refrigeración por compresión de vapor que tiene el potencial de lograr un alto COP [2].

En el Instituto de refrigeración y criogenia, ubicado en China, LW. Wang et. al, realizaron una revisión de pares de adsorción de trabajo para refrigeración y mencionan que los requisitos para un refrigerante adecuado son generalmente los siguientes:

1. Alto calor latente de vaporización por unidad de volumen o unidad de masa.
2. Estabilidad térmica.
3. Inofensivo para el medio ambiente.
4. No flamable.
5. Presión de saturación entre 1 y 5 atm en las temperaturas de trabajo (un valor perfecto sería cercano a 1 atm).

Los adsorbatos mayormente utilizados para un sistema de refrigeración por adsorción son: amoníaco, agua, etanol y metanol [3]. En la Tabla 2.2, se muestran los valores de punto de ebullición y calor latente de vaporización para estos fluidos, de donde se puede observar que de acuerdo con los requisitos de Wang y colaboradores, el fluido que cumple con cuatro de ellos es el agua, sin embargo la principal desventaja del agua es el valor de la temperatura de fusión, con lo cual no se lograrían temperaturas bajo 0° C.

El segundo valor más alto del calor latente es el amoníaco, este fluido presenta un punto de ebullición muy bajo lo cual hace a esta sustancia muy atractiva para ser utilizada en

sistemas de refrigeración, pero los valores de flamabilidad y daños a la salud de los rombos de seguridad en reactivos indican 2 y 3, respectivamente para el amoníaco.

Los rombos de seguridad para el metanol indican un valor de 2, es decir de daño a la salud moderado y valor de 3 para flamabilidad. Granryd, indica que al trabajar con metanol se debe tener cuidado con el valor de presión crítica, pero que en cuestiones de diseño siempre se debe optar por la seguridad humana. De este modo Choudhury B., Chatterjee P.K. y Sarkar J.P., concluyen que el metanol es una sustancia adecuada para la refrigeración y vale la pena sacrificar valores de COP.

Tabla 2.2. Propiedades físicas de los refrigerantes comunes para los sistemas de adsorción.

Refrigerantes	Punto de ebullición normal (° C)	El calor latente de vaporización $L$ (kJ / kg)
Amoníaco [NH <sub>3</sub> ]	-34	1368
Agua [H <sub>2</sub> O]	100	2258
Metanol [CH <sub>3</sub> OH]	65	1102
Etanol [C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH]	79	842

De acuerdo con lo anterior, en el presente trabajo se propone que el fluido refrigerante sea metanol por las ventajas mencionadas.

Anyanwu y Ogueke evaluaron el rendimiento termodinámico de pares de trabajo en el diseño de un refrigerador de adsorción solar, se concluyó que el par de carbón activado – amoníaco presenta los mejores resultados para la fabricación de hielo, congelación y aplicaciones de conservación de alimentos [3]. A su vez, el par de agua zeolita es más adecuado para aplicaciones de aire acondicionado. Debido a la temperatura más baja de evaporación del agua es de 0 ° C, y debido a su alto calor latente de vaporización, adecuado para la producción de agua fría, es una elección adecuada para los propósitos de aire acondicionado. El par carbón activado-metanol es sustentable y es adecuado para la producción de hielo y para aplicaciones de congelación [4].

## 2.4 Técnica experimental de materiales adsorbentes

Para determinar la capacidad de adsorción de un adsorbente, en el presente trabajo se emplea el método de linearización de Langmuir, en este método se usan los valores de absorción obtenidos de un espectrómetro, de acuerdo con el empleo de la técnica de Azul de metileno.

El procedimiento para determinar el valor de absorción de un material absorbente es el siguiente: primero se pesa en una balanza analítica una masa de 0,025 g de azul de metileno; posteriormente mediante una micropipeta se miden 500 ml de agua desionizada, ambas cantidades tanto el azul de metileno como el agua se colocan en un vaso de precipitado.

El vaso de precipitado se sitúa en un agitador magnético durante 10 min a 450 rpm, con el objetivo que se mezcle el azul de metileno con el agua y se genere una solución madre de  $50 \frac{mg}{L}$  de concentración.

Una vez que se tiene preparada la solución madre, se dispone a preparar 10 soluciones hijas a concentraciones de 0, 2, 4, 6, 10, 15, 20, 30, 40 y  $50 \frac{mg}{L}$ . Cada concentración tendrá un volumen de 10 ml.

El equipo UV- VIS se calibra a una longitud de onda de 665 nm para analizar las concentraciones y se obtengan los valores para la curva de calibración.

### 2.4.1 Material y Equipo

El equipo que se emplea para caracterizar los materiales adsorbentes es el siguiente:

- ◆ Espectrómetro UV-VIS mod.4225,ZUZI. Se emplea para determinar absorción en soluciones de azul de metileno que han estado en contacto con un adsorbente.
- ◆ Balanza analítica BB, Boeco. Sirve para medir la masa de material adsorbente que estará en contacto con una concentración de solución de azul de metileno y para pesar la cantidad de azul de metileno necesaria para realizar solución madre.

- ◆ Mufla. Se utiliza para fabricar carbón vegetal a 250°C.
- ◆ Micropipetas. Se usan para succionar y transferir pequeños volúmenes de solución madre y permitir su manejo para generar concentraciones necesarias.
- ◆ Agitador Mécanico. Se emplea para mezclar la solución de azul de metileno y una masa de adsorbente, en un tiempo definido como tiempo de contacto.

### 2.4.2 Reactivos

Los reactivos empleados en la prueba son los siguientes:

- ◆ Azul de metileno Biopack Se usa para hacer solución madre, a partir de la cual se realizaran soluciones hijas a diferentes concentraciones.
- ◆ Agua desionizada. Se emplea para disolver azul de metileno y hacer una solución.
- ◆ Carbón activado Meyer. Se utiliza como adsorbente.

### 2.4.3 Soluciones

Para realizar la prueba se preparan soluciones de azul de metileno de 0 a 10 mg/L, a partir de una solución madre de 50 mg/L. Del volumen total de cada solución se agregan 2 ml a la celda de trabajo para obtener la concentración requerida. Las soluciones se preparan con agua desionizada.

### 2.4.4 Estudio de capacidad de adsorción

Los estudios de capacidad de adsorción para cada tipo de adsorbente se realizan por medio de un espectrómetro en un intervalo de longitud de onda de 100 a 900 nm. Con este estudio se obtienen valores de absorción que se emplearán para determinar la capacidad de adsorción de los adsorbentes. Los parámetros que destacan son la longitud de onda de 665nm ( $\lambda$ ), absorción (*abs*), así como la capacidad de adsorción (*X*). Estos parámetros se determinaron de acuerdo a las ecuaciones propuestas por Adarsh S. Bhatt y col. [1], como se presenta en el ANEXO A.



### 2.4.5 Curvas de calibración

Las curvas de calibración se obtienen mediante la colocación de una solución hija y un blanco en el espectrómetro UV-VIS, a una longitud de onda de  $665 \text{ nm}^{-1}$ , para cada una de las 10 concentraciones se obtiene un espectro de 190 a  $1000 \text{ nm}$  en un intervalo de concentración de 0-10 mg/L. De cada concentración se obtiene un espectro en el rango de longitud de onda mencionado, en este rango se puede observar el comportamiento de la absorción del material en función de la longitud de onda.

### REFERENCIAS

- [1] Granryd, Eric (2001). *Hydrocarbons as refrigerants-an overview*. International Journal of Refrigeration.. 15-24.
- [2] Bolaji B.O.y Huan Z. (2013). *Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 49–54.
- [3] Anyanwu E.E.y Ogueke N.V. (2005).*Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator*.Renew Energy.81-96.
- [4] Choudhury B., Chatterjee P.K. y Sarkar J.P. (2010). *Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route*. Renew Sustain Energy Rev. 2189-2195.

# CAPÍTULO 3

## *Diseño de refrigerador solar*

*3.1 Características del diseño y parámetros*

*3.2 Diseño del sistema de compresión*

*3.3 Diseño de concentrador solar*

*3.4 Diseño de evaporador*

**E**n el presente capítulo se muestra el proceso de diseño del concentrador solar tipo CPC, así como del sistema de refrigeración compacto. Se indican inicialmente las características requeridas para asegurar que se trate de un diseño sustentable y económico.

### **3. 1 Características del diseño y parámetros**

El diseño en ingeniería es crucial para la solución a problemas que se tienen en la sociedad, así pues, en la presente tesis se plantea como problema principal el uso de combustibles fósiles y el uso de refrigerantes que afectan al medio ambiente en sistemas de refrigeración, para lo cual se esbozó como solución realizar un refrigerador solar térmico.

En países como México, China, India, Egipto, Alemania, España, Estados Unidos, entre otros, se han realizado diseños de refrigeradores solares pero son diseños de gran volumen, lo que hace que el transporte y la instalación para la puesta en marcha se vuelvan complicados, por lo cual la propuesta planteada en el presente proyecto tiene como característica el ser portátil. Para cumplir con dicha consigna se propone que sea compacto, es decir que los elementos de un ciclo de refrigeración básico sean ubicados de tal manera que ocupen el menor espacio posible, teniendo como reto el evitar la transferencia de calor entre cada elemento del ciclo de refrigeración.

Sin embargo, se considera factible realizar la propuesta de un refrigerador solar compacto, debido a que en la actualidad se encuentran materiales comerciales con las características térmicas necesarias para el desarrollo de un refrigerador compacto, a pesar de que comercialmente se cuenta con los materiales es importante mencionar que en el presente diseño se han considerado materiales que cumplen con características térmicas pero no ideales, sino alcanzables hablando económicamente.

Es importante mencionar las temperaturas que se consideran adecuadas para el mantenimiento de productos de la pesca que de acuerdo con Normas Oficiales Mexicanas o bien NMX se deben tener en productos de la pesca.

La NOM-029-SSA1-1993, establece las especificaciones sanitarias de los crustáceos frescos-refrigerados y congelados; respecto a la temperatura de los productos objeto de esta Norma indica en su centro térmico a máximo  $-18^{\circ}\text{C}$  (255 K), reduciendo los cambios enzimáticos y microbiológicos. En esta NOM denominan el término “Enhielado”, al método de conservación físico con el cual se mantiene la temperatura interna del producto a máximo  $4^{\circ}\text{C}$  (277 K) con la utilización de hielo potable. De acuerdo con lo anterior el rango de temperaturas indicado para la manipulación de crustáceos es de  $4^{\circ}\text{C}$  a  $-18^{\circ}\text{C}$  [1].

La NMX-F-489-1994, indica las características que debe reunir el camarón congelado para garantizar que el producto es apto para su consumo y no constituye un riesgo para la salud humana. Establece que el producto debe permanecer almacenado a temperaturas entre los 248 K ( $-25^{\circ}\text{C}$ ) a 243 K ( $-30^{\circ}\text{C}$ ) antes de su envío al mercado de consumo. El transporte debe contar con una unidad de congelación a temperaturas entre 248 K ( $-25^{\circ}\text{C}$ ) a 243 K (-

30°C) y además que al momento del embarque, las temperaturas del producto no deben ser mayores a los 258 K (-15°C). De acuerdo con lo anterior el rango de temperaturas que establece esta NMX es de -15°C a -30°C [2].

La Norma Mexicana NMX-F-474-SCFI-2001, muestra las características mínimas de calidad aplicables al producto denominado pescado fresco refrigerado de origen marino, para garantizar que es apto para su consumo, indica que al momento del embarque la temperatura no debe ser mayor a los 4°C [3].

De acuerdo con las tres normas mencionadas anteriormente se puede concluir que el rango de temperaturas al que se deben manipular los alimentos producto de la pesca es de 4°C a -30°C.

### ***REQUERIMIENTOS PARA EL DISEÑO***

Los requerimientos para el diseño determinan las condiciones que debe cumplir el sistema que se quiere diseñar. Un requerimiento se puede definir como una descripción de las necesidades y deseos que tiene el usuario final respecto a un producto [4]. En la tabla 3.1 se muestran los requerimientos de diseño para el presente proyecto, dichos requerimientos se obtuvieron a partir del análisis de prototipos en desarrollo alrededor del mundo.

Tabla 3.1 Requerimientos de diseño del proyecto

<b>ítem</b>	<b>Requerimientos</b>
1.	Portátil
2.	Compactación de sistemas
3.	Uso de pares de trabajo sustentables
4.	Seguridad
5.	Mantenibilidad

Así pues, en el presente capítulo se describe el diseño del refrigerador solar propuesto, debido a que es un refrigerador compacto y autocontenido, se propone que la configuración del refrigerador sea como se muestra en la figura 3.1. El prototipo es un sistema de cuatro tubos concéntricos, cada tubo está señalado en el diagrama de mayor a menor diámetro como T1, T2, T3 y T4, el volumen formado entre T1 y T2 constituye el compresor térmico; el volumen entre T2 y T3 es el espacio para colocar el serpentín denominado “tc” (tubería

del condensador) y “fec”(fluido de enfriamiento para el condensador); el volumen formado por T3 y T4 constituye el evaporador; y finalmente el volumen interno de T4 es el área fría.

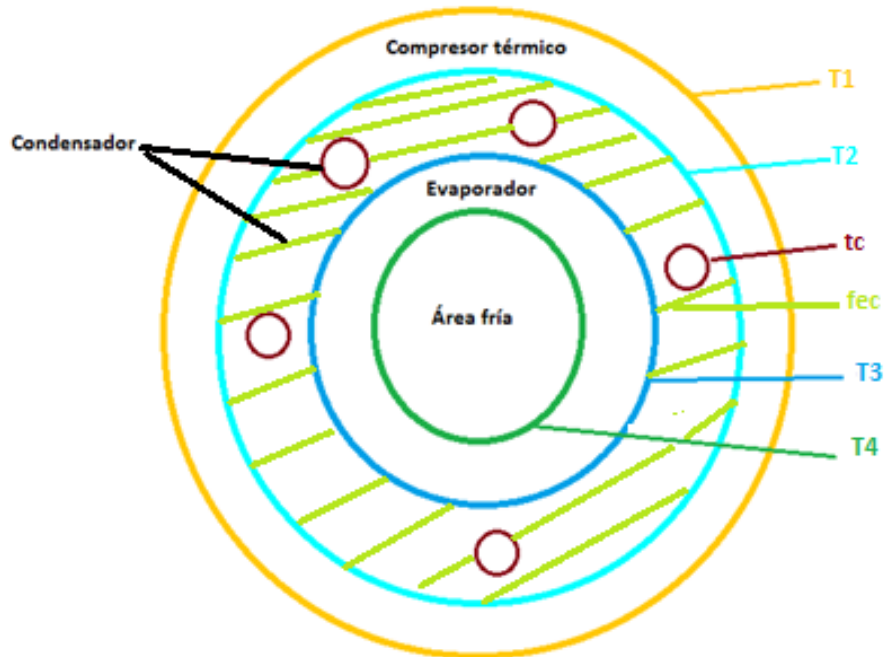


Figura 3.1 Configuración de tubos concéntricos.

En la figura 3.2 se muestra en isométrico la configuración del sistema planteado en un sistema tridimensional y se observa la conexión planteada entre tuberías. En la figura 3.3 se muestran las tuberías utilizadas para la fabricación del prototipo, donde dos tuberías son de aluminio y dos tuberías son de nylamid, cumpliendo con el uso de materiales conductores térmicos y aislantes térmicos respectivamente.

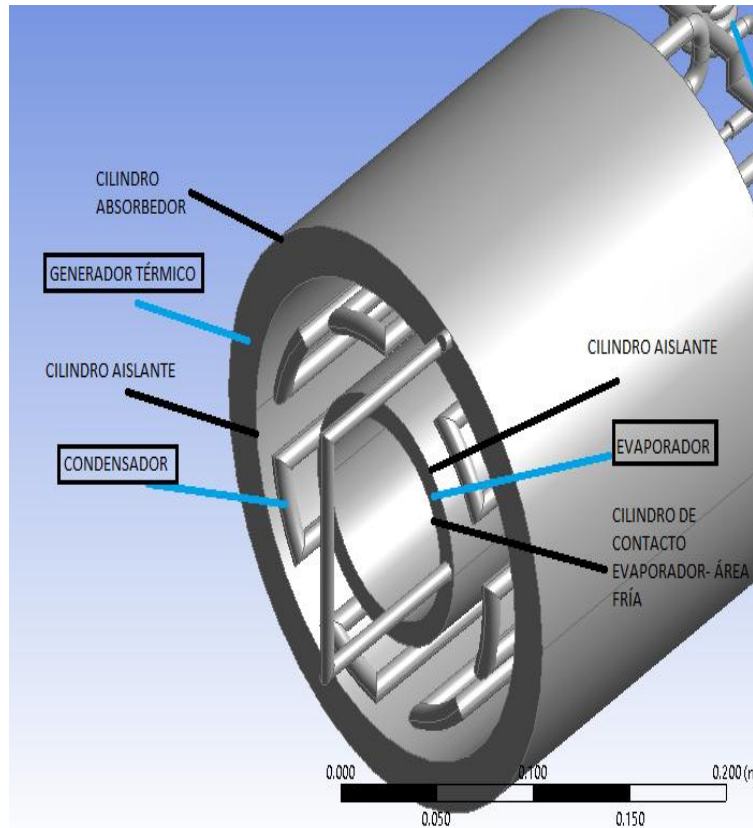


Figura 3.2. Propuesta de distribución de elementos de refrigeración solar.



Figura 3.3. Tuberías de aluminio y bujes de nylamid utilizados.

En la figura 3.4 se muestra la ubicación de los sistemas que componen el ciclo de refrigeración, respecto al concentrador solar CPC; el número 1 muestra al compresor térmico, que es el lugar en el cual se realiza la desorción del refrigerante; la cara externa del compresor se denomina absorbedor; en el número 2 se observa la ubicación del condensador y el número 3 indica la ubicación del evaporador, la pared interna del evaporador se denomina área fría; es importante decir que el flujo del refrigerante fluye en ese orden de sistemas y finalmente del evaporador se dirige nuevamente al compresor.

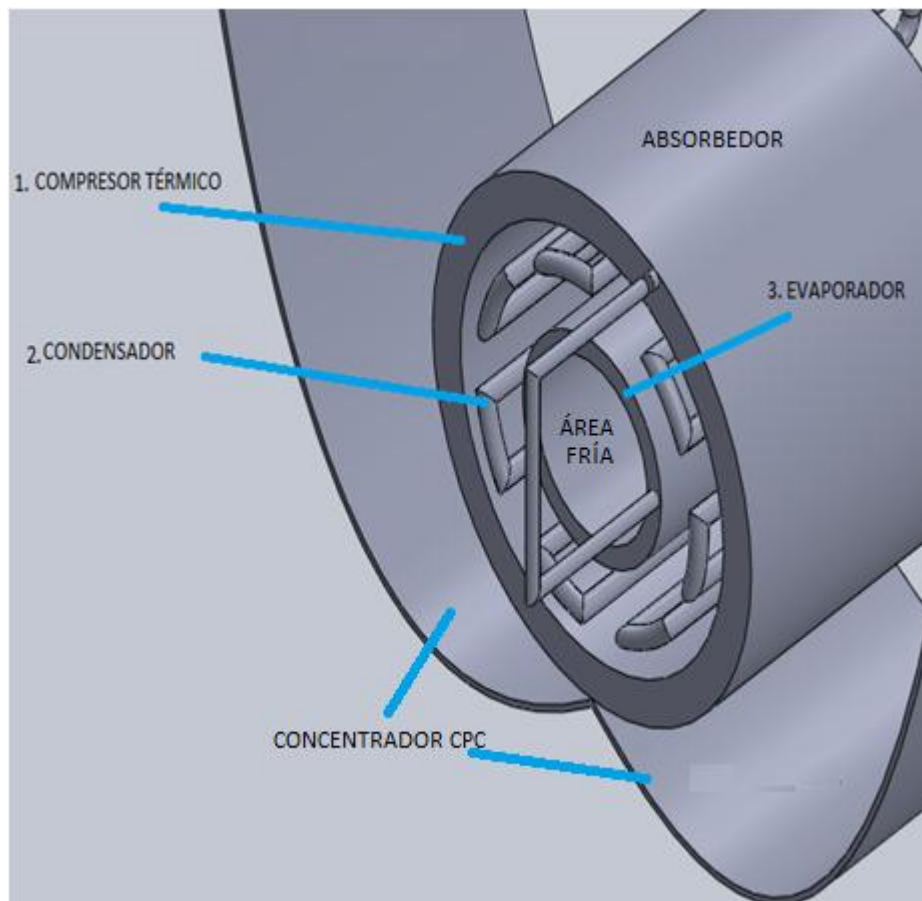


Figura 3.4 Boceto de prototipo.

Es importante mencionar que el diseño propuesto se encuentra restringido por dimensiones de tuberías comerciales, esto se consideró debido al costo que representa fabricar una tubería de dimensiones no comerciales y, como se indicó en el objetivo, se busca un diseño de costo accesible a la sociedad. En la tabla 3.2 se muestran las dimensiones de las tuberías comerciales que fueron los parámetros para el diseño del prototipo, es importante

mencionar que la dimensión que dirigió el diseño del prototipo fue la tubería de aluminio de mayor diámetro.

En la tabla 3.2, además de las dimensiones comerciales también se muestra las dimensiones a las cuales se tuvieron que maquinar las tuberías de nylamid para poder realizar el ensamble entre ellas y así poder tener volúmenes que sirvan para el objetivo del proyecto.

Tabla 3.2. Dimensiones de tuberías comerciales y dimensiones de tuberías maquinadas.

Denominación en función de figura 3.1	Material	Dimensiones comerciales		Dimensiones maquinadas para prototipo	
		Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]	Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]
T1	Aluminio tubería C40	6,663	6,077	Sin maquinado	
T2	Nylamid barra buje	6,131	3,79	5,4	4,6
T3	Nylamid barra buje	3,143	1,3340	3	2,25
T4	Aluminio tubería C40	1,909	1,5	Sin maquinado	

El boceto mostrado en la figura 3.4 es una propuesta de un refrigerador solar por adsorción para obtener temperaturas bajas en el área fría mediante el uso del día y la noche, como se indica en un proceso de adsorción básico mencionado en el capítulo 1- tema 1.3.

En los siguientes apartados se muestra el procedimiento y las consideraciones realizadas para cumplir con el objetivo del proyecto.



### 3.2 Diseño de concentrador solar

El sol es una estrella, en forma de esfera de gases brillantes en el centro de nuestro sistema solar. Sin la intensa energía del sol y el calor generado, no habría vida en la Tierra. La temperatura en el núcleo del Sol es de 15 millones de °C aproximadamente y su composición es de hidrógeno y helio [5]. El diámetro medio del sol es de 864 000 millas (1 390 469 760 m), aproximadamente 109 veces el tamaño de la Tierra (12 756 000 m). La distancia entre el centro del sol y el radio de la tierra es de 149 600 000 000 m. En la figura 3.5a, se observa el diámetro del sol y la tierra, así como la distancia entre ellos.

El ángulo  $2\theta$ , es el ángulo que se forma respecto al ecuador de la tierra. En la figura 3.5b, se puede observar el triángulo rectángulo que se forma entre el radio del sol y la distancia entre el sol y la tierra [6].

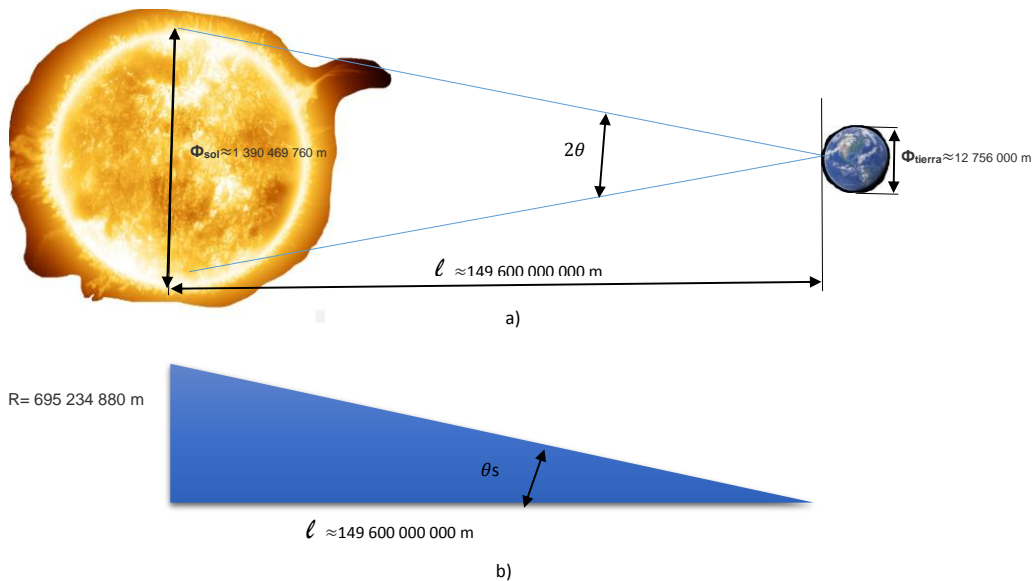


Figura 3.5. Distancia entre el sol y la tierra. a) diámetros del sol y la tierra, b) triángulo rectángulo formado entre el sol y la tierra.

A partir de la figura 3.5b, se obtiene el valor del ángulo  $\theta$  mediante la ecuación 3.1

$$\theta = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\text{Cateto Opuesto}}{\text{Cateto adyacente}}\right) \quad (3.1)$$

Sustituyendo en ecuación 3.1 los valores del cateto opuesto y adyacente (ecuación 3.2), se obtiene el valor del ángulo formado de 31,952541 minutos.

$$\theta = \text{sen}^{-1} \left( \frac{695\,234\,880\text{ m}}{149\,600\,000\,000\text{ m}} \right) \quad (3.2)$$

A continuación el valor obtenido de  $\theta$ .

$$\theta = 0,266271175^\circ = (0,266271175^\circ) * (60) = 15,9762705 \text{ minutos}$$

Por lo tanto el valor del ángulo  $2\theta$ , es:  $2\theta = 31,952541$  minutos.

El concentrador solar tipo CPC se ha basado en el proceso de diseño mostrado por Winston [6], el cual consta de una involuta y una curva anticáustica para poder generar una sección del concentrador usando las ecuaciones paramétricas y rangos respectivos de las ecuaciones 3.3 a 3.6. Donde  $a$ , es el radio del absorbedor;  $r_i(t)$ : es el radio de la involuta en función de  $t$ ; y  $r_a(t)$ : es el radio de la anticáustica en función de  $t$  [7,8].

INVOLUTA:

$$r_i(t) = \begin{cases} x(t) = a(\cos t - t \sin t) & 0 \leq t \leq \frac{\pi}{2} + \theta \\ y(t) = a(\sin t + t \cos t) \end{cases} \quad (3.3)$$

$$(3.4)$$

ANTICÁUSTICA:

$$r_a(t) = \begin{cases} x(t) = \frac{a \cos(t-\theta) \cos \theta + a \sin(\frac{\pi}{2} + t + \theta)}{1 + \sin(t-\theta)} - a \sin \theta & \frac{\pi}{2} + \theta \leq t \leq \frac{3\pi}{2} - \theta \end{cases} \quad (3.5)$$

$$y(t) = \frac{a \cos(t-\theta) \sin \theta - a \cos(\frac{\pi}{2} + t + \theta)}{1 + \sin(t-\theta)} + a \cos \theta \quad (3.6)$$

La temperatura de diseño necesaria en el absorbedor, considerando que se tendrán pérdidas por convección y radiación es de  $150^\circ\text{C}$  [9].

El valor de  $\theta_{m\acute{a}x}$ , es el valor del ángulo máximo alcanzado que de acuerdo con la distancia del sol a la tierra es  $0,266271175^\circ$  de la ecuación 2.2, pero se aproxima a  $\theta_{m\acute{a}x} = 0,27^\circ$ .

Cuando se tiene un absorbedor en tres dimensiones se obtiene una razón de concentración máxima, ecuación 3.7.

$$C_{m\acute{a}x\ 3D} = \frac{1}{\text{sen}^2 \theta_{m\acute{a}x}} \quad (3.7)$$

Si se tiene un concentrador de diseño en dos dimensiones se utiliza la ecuación 3.8 para obtener la razón de concentración máxima.

$$C_{m\acute{a}x\ 2D} = \frac{1}{\text{sen } \theta_{m\acute{a}x}} \quad (3.8)$$

Una vez que se ha definido la temperatura de dise\u00f1o del absorbedor (receptor) y se conoce la temperatura del sol y la raz\u00f3n m\u00e1xima de concentraci\u00f3n se obtiene la raz\u00f3n de concentraci\u00f3n espec\u00edfica del dise\u00f1o, mediante ecuaci\u00f3n 3.9 [7, 8].

$$T_r = T_s \left( \frac{C}{C_{m\acute{a}x}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.9)$$

Donde:

$T_r$ : Temperatura del receptor

$T_s$ : Temperatura del sol

$C$ : Raz\u00f3n de concentraci\u00f3n para la temperatura deseada en el receptor

$C_{m\acute{a}x}$ : Raz\u00f3n de concentraci\u00f3n m\u00e1xima

Se itera considerando una raz\u00f3n de concentraci\u00f3n mayor a la obtenida, la cual se denominar\u00e1 ahora  $C_{m\acute{a}x\ 2D}$ , y mediante la ecuaci\u00f3n 3.9, se obtiene la nueva  $T_r$ , con las mismas condiciones obtenidas y posteriormente con ecuaci\u00f3n 3.8 se obtiene  $\theta_{m\acute{a}x}$ , obteniendo finalmente los rangos para  $t$  de las ecuaciones param\u00e9tricas para la involuta y la antic\u00e1stica.

El di\u00e1metro del absorbedor es de 6" de di\u00e1metro nominal, c\u00e9dula 40, de material aluminio y se tiene un di\u00e1metro exterior de 168,5 mm (0,1685 m) y por lo tanto un radio ( $a=0.08425$  m).

Para el truncamiento, se utiliz\u00f3 el Criterio de truncamiento de Rinc\u00f3n, ecuaci\u00f3n 3.10 [7,8].

$$t_t = \frac{3\pi}{2} - 3\theta_{m\acute{a}x} \quad (3.10)$$

Donde:

$$\theta_{max} = 41,81^\circ \rightarrow 0,7295476 \text{ rad}$$

$$t_T = \frac{3\pi}{2} - 3\theta_{m\acute{a}x} = \frac{3\pi}{2} - 3(0.7295476) = 2,523746618 \text{ rad}$$

$$C = \frac{A_{aperturas}}{A_{absorbedor}} = \frac{f(t_r, \theta_0)}{\pi * \emptyset} \quad (3.11)$$

Donde:

C: Razón de concentración

$A_{aperturas}$ : Área de apertura

$A_{absorbedor}$ : Área de absorbedor

$\emptyset$ : Diámetro de absorbedor

Con lo anterior se tiene una  $C=2,25057 \rightarrow \theta_0 = 26.3818^\circ \rightarrow 0,460449276$  rad.

A partir del valor de razón de concentración, el cual se denominará ahora  $C_{m\acute{a}x\ 2D}$ , y aplicando la ecuación 2.9, se obtiene una nueva  $T_r$ , con las mismas condiciones obtenidas y posteriormente con ecuación 2.8 se obtiene  $\theta_{m\acute{a}x}$ , obteniendo finalmente los rangos para  $t$  de las ecuaciones paramétricas para la involuta y la anticáustica. Es importante mencionar la gran ventaja de disminución de uso de material de lámina alano de un concentrador con truncamiento y otro sin truncamiento.

### 3.3 Diseño del sistema de compresión

De la figura 3.1, la tubería exterior T1 será el absorbedor del sistema que ha sido diseñado para tener una temperatura exterior de  $150^\circ\text{C}$ . El volumen generado por T1 y T2, es el lugar que funge como el compresor del sistema de adsorción, así pues debe tener entre ambos cilindros el espacio suficiente para colocar el par adsorbato- adsorbente y también dentro de este compartimiento se debe lograr la ebullición para tener aumento de presión en nuestro sistema. El rango objetivo para el cambio de presión en el metanol es de 810 a 16 250 Pa, de acuerdo con el cambio de fase necesario para nuestro diseño [9]

Considerando las dimensiones comerciales de la tubería T1 y las dimensiones maquinadas en T2, se tiene un volumen de 1,97 litros aproximadamente. Con este volumen que se tiene en el compresor térmico se determinaron las cantidades de adsorbato- adsorbente, para poder analizar el comportamiento del sistema. Los resultados de esta iteración se presentarán en el capítulo 5.

### **3.4 Diseño de evaporador**

El evaporador se encuentra ubicado en el volumen generado por la tubería denominada T3 y T4 (Figura 3.1), este espacio se analiza térmicamente para determinar la transferencia de calor entre el fluido que forma parte del sumidero del condensador y el refrigerante que circula por todo el sistema. Esta transferencia de calor debe ser nula para lograr el funcionamiento del refrigerador.

Por otra parte T4 se encuentra en contacto con el área fría, por esta tubería fluye el calor extraído del área fría.

### **REFERENCIAS.**

- [1] Comité Consultivo Nacional de Normalización de Regulación y Fomento Sanitario. **Norma Oficial Mexicana NOM-029-SSA1-1993, bienes y servicios. Productos de la pesca. Crustaceos frescos-refrigerados y congelados. Especificaciones sanitarias.** Diario Oficial de la Federación.
- [2] Dirección General de Normas. **NMX-F-489-1994. Productos de la pesca. Camarón congelado. Especificaciones.**
- [3] Dirección General De Normas. **NMX-F-474-SCFI-2001. Productos de la pesca. Pescado fresco refrigerado de origen marino. Especificaciones.** (cancela a la NMX-F-474-1986).
- [4] Suárez J.M. y Gutiérrez L.E.(2016). **Domain Classification Requirements for Application of Architectural Patterns.** Scielo.
- [5] NASA(National Aeronautics and Space Administration). [www.nasa.gov](http://www.nasa.gov).
- [6] Duffie, John A. & William a.Beckman(2006). **Solar engineering of thermal processes.** New Jersey. WILEY

- [7]. E. Rincón, M. Durán, A. Lentz (2009). *New solar air heater based on non-imaging optics for high temperature applications*. Proceedings of the ASME.
- [8] Mora, Eduardo González (2016). *Diseño y desarrollo de un concentrador solar tipo CPC para la esterilización de material quirúrgico*. Toluca. UAEMéx.
- [9] Bejan, Adrian & Allan D.Kraus (2003). *HEAT TRANSFER HANDBOOK*. New Jersey. WILEY
- [10] A. Sur, R.K. Das (2010). *Review on solar adsorption refrigeration cycle*. Int J MechEng

# CAPÍTULO 4

## *Análisis térmico*

### *4.1 Área fría*

### *4.2 Evaporador*

### *4.3 Compresor*

### *4.4 Condensador*

**E**n el presente capítulo se realiza el análisis térmico del sistema de refrigeración solar. En la figura 4.1 se muestra el diagrama de flujo del proceso térmico, el cual se inicia por el área fría, que es el área en la cual se necesita extraer calor para que sea absorbido por el fluido refrigerante que se encuentra en el evaporador y el cual se evaporará a una presión baja para dirigirse hacia el compresor térmico.

El procedimiento que se seguirá es el siguiente: durante el medio día solar, una hora y media antes y otra hora y media después; se captará irradiación solar con el concentrador CPC, dicha energía aumenta la temperatura en el absorbedor hasta lograr una temperatura mayor a 65 °C (temperatura de ebullición del metanol), con lo cual se logra que mediante

convección natural el metanol en forma de vapor fluya en dirección del condensador y al mismo tiempo hacia el evaporador.

Para asegurar que la trayectoria recorrida por el refrigerante sea en el orden mencionado anteriormente, se coloca una válvula check a la salida del compresor, lo cual evita el regreso del fluido. También se coloca una válvula esfera en el punto de unión del evaporador con el compresor.

La válvula esfera permanece cerrada durante la desorción (captación de irradiancia) hasta alcanzar el equilibrio térmico en todo el sistema.

Una vez alcanzado el equilibrio térmico se procede a la apertura de la válvula esfera con lo cual se permite el flujo de metanol de alta presión que se tiene en el evaporador hacia la zona de baja presión que se tiene en el compresor térmico. Logrando la adsorción y al mismo tiempo la disminución de temperatura en el evaporador, que a su vez por segunda ley de Newton extraerá calor del área fría.

La presión máxima obtenida, así como la temperatura final del área fría dependen directamente de la temperatura alcanzada en el compresor térmico. El compresor térmico se encuentra ligado a la temperatura y pérdidas por convección y radiación que se tiene en el concentrador solar.



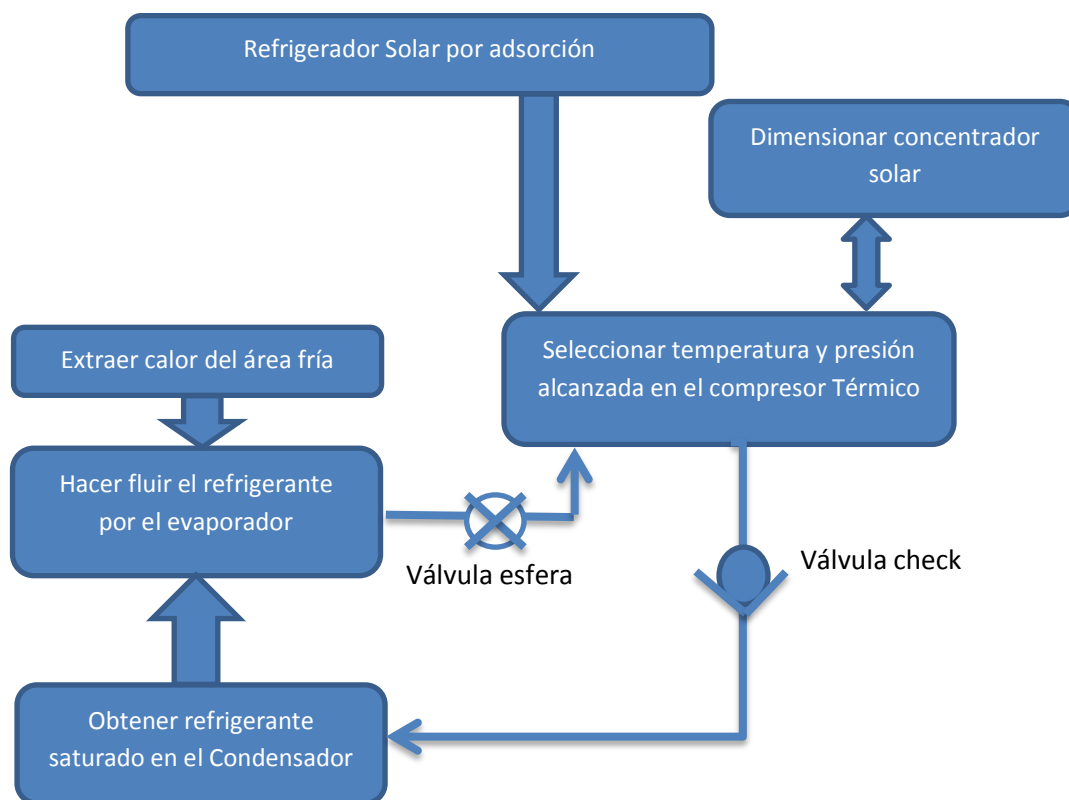


Figura 4.1 Diagrama de Flujo para análisis térmico de refrigerador solar por adsorción

En la figura 4.2 se muestra el diagrama de flujo para el cálculo de parámetros térmicos, considerando dos opciones: la primera, es únicamente extraer el calor sensible y latente del área fría, es decir  $Q_1$  y  $Q_2$  respectivamente, para obtener un  $Q_{total}$  y llevar a los alimentos a una temperatura de  $0^{\circ}\text{C}$  y la segunda opción es para llevar a los alimentos a valores negativos de temperatura, en este caso además de  $Q_1$  y  $Q_2$ , se suma el  $Q_3$  para la obtención de  $Q_{total}$ .

El valor de  $Q_{total}$  entra al evaporador en donde se encuentra una masa de refrigerante, esta masa de refrigerante es capaz de absorber el valor de  $Q_{total}$  para dirigirse hacia el compresor térmico, en donde se encuentra ubicada una masa de adsorbente.

En el dimensionamiento del compresor térmico depende del valor de  $Q_{rad}$  captado mediante el concentrador solar CPC.

Por otra parte la extracción de  $Q_{enfri}$ , dará pauta para la temperatura de salida del condensador.

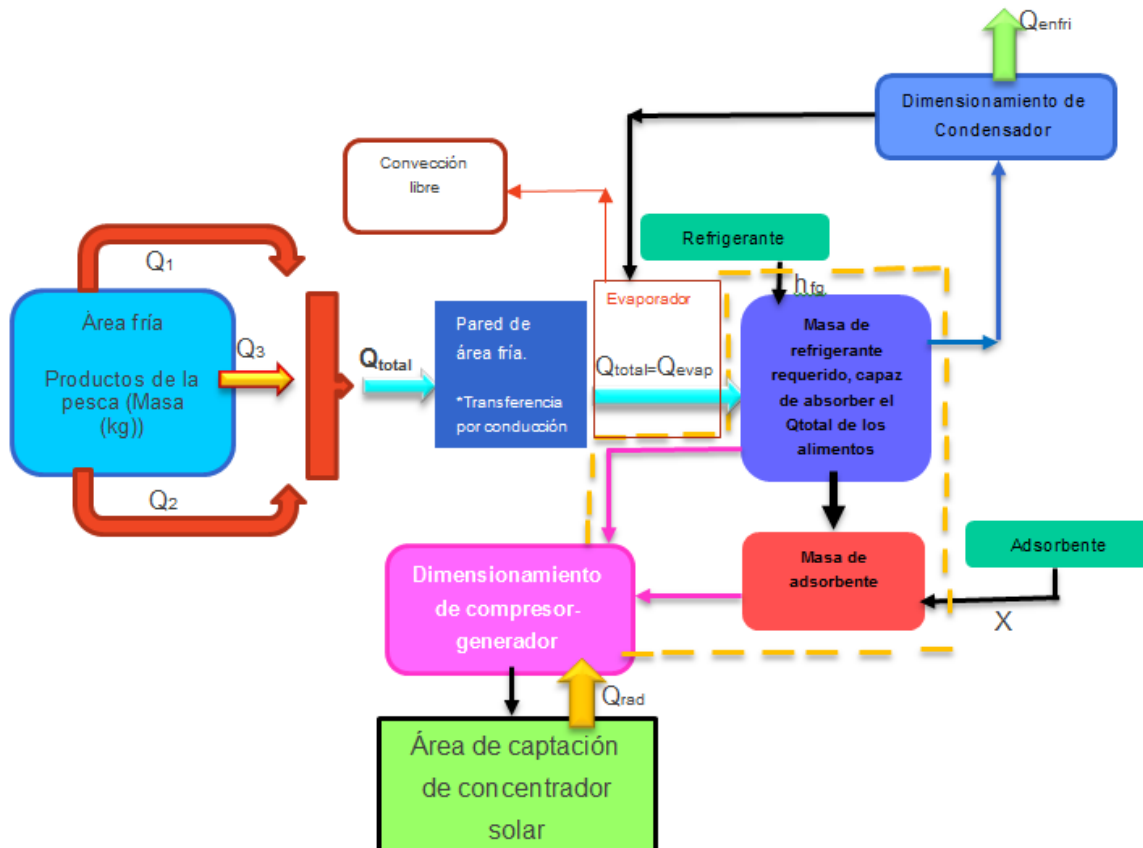


Figura 4.2 Diagrama de Flujo de análisis térmico del diseño

En los apartados siguientes se plantearán las condiciones térmicas para cada elemento del ciclo de refrigeración.

#### 4.1 Área fría

Dentro del área fría se encuentran los alimentos de los cuales se extraerá el calor, para mantenerlos a la temperatura objetivo del sistema, que en el capítulo 3 se acuerdo a las normas referenciadas se planteó que dicha temperatura objetivo sería de  $-5^{\circ}\text{C}$ , a partir de dicha temperatura y volumen a enfriar, se realiza el análisis térmico del resto del sistema de refrigeración.

El volumen que se tiene dentro del área fría para el diseño propuesto es de 0,48 litros, considerando que se coloca H<sub>2</sub>O dentro del área fría, debido al volumen reducido, de las restricciones de tuberías comerciales.

La cantidad de calor a ser extraída del área fría, se determina considerando una temperatura inicial y una temperatura final, donde se considera que la temperatura inicial es la temperatura ambiente y se obtiene a partir de la determinación de calor sensible ( $Q_1$ ), para poder tener un temperatura final (0°C), mediante ecuación 4.1.[1]

$$Q_1 = mC_{agua}\Delta T \quad (4.1)$$

Donde:

m: masa de agua dentro del área fría.

$C_{agua}$ : Calor específico del agua ( $4186 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$ ).

$\Delta T$ : Diferencia de temperaturas (T inicial- T final).

Mediante la ecuación 4.2 se obtiene el calor latente ( $Q_2$ ), es decir el calor cedido para solidificar a 0°C.

$$Q_2 = mL_s \quad (4.2)$$

Donde:

m: masa de agua dentro del área fría.

$L_s$ : Calor de latente de solidificación del agua ( $3,34 \times 10^5 \frac{J}{kg}$ ).

Nuevamente se determina el calor sensible, pero ahora para ir de una nueva temperatura inicial que es 0°C hasta una temperatura final que se considera sea -5°C. Es decir se obtiene el calor necesario para disminuir de 0°C a -5°C ( $Q_3$ ), mediante ecuación 4.3.

$$Q_3 = mC_{hielo}\Delta T \quad (4.3)$$

Donde:

$m$ : masa de agua dentro del área fría.

$C_{hielo}$ : Calor específico del hielo ( $2090 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$ ).

$\Delta T$ : Diferencia de temperaturas (T inicial- T final).

El calor total a ser extraído del área fría ( $Q_{total}$ ), es la suma de calores sensibles y latente, como se muestra en la ecuación 4.4.

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (4.4)$$

Donde:

$Q_1$ : Calor sensible para disminuir de temperatura ambiente a  $0^\circ C$ .

$Q_2$ : Calor latente para cambio de fase (solidificar).

$Q_3$ : Calor sensible para disminuir de  $0^\circ C$  a  $-5^\circ C$ .

Una vez que se tiene el  $Q_{total}$  a ser extraído del área fría se realiza un análisis de transferencia de calor por conducción mediante resistencias para determinar la temperatura de la pared del tubo que estará en contacto con el metanol que se encuentra en el evaporador.

## 4.2 Evaporador

La cantidad de refrigerante que debe estar en el evaporador depende de la cantidad de calor a ser extraída del área fría, para que se pueda realizar una transferencia de calor del área fría hacia el refrigerante que se encuentra en el evaporador.

Del diagrama T-s de un ciclo de refrigeración, en el evaporador se aumenta la calidad del refrigerante, por lo tanto de acuerdo a la ecuación 4.5 se obtiene la masa del refrigerante, despejando.

$$Q_{total} = Q_{evaporador} = m_{refrigerante} * h_{fg} \quad (4.5)$$

Donde:

$Q_{total}$ : Calor extraído de área fría.

$Q_{evaporador}$ : Calor que entra al evaporador.

$m_{refrigerante}$ : Masa del refrigerante.

$h_{fg}$ : Calor latente de vaporización del refrigerante.

Y para la masa de refrigerante obtenida se tiene un volumen necesario en el evaporador.

### 4.3 Compresor

Una vez que se ha determinado la cantidad de refrigerante requerida en el evaporador, se puede obtener la cantidad de adsorbente que se requiere en el compresor térmico mediante la capacidad de adsorción determinada para el carbón vegetal que será el lecho adsorbente, aplicando la ecuación 4.6.

$$m_{adsorbente} = m_{refrigerante} * X \quad (4.6)$$

Donde:

$m_{adsorbente}$ : Masa de adsorbente

$m_{refrigerante}$ : Masa de adsorbato

$X$ : Capacidad de adsorción

Dentro del compresor térmico se debe llevar a cabo el cambio de fase de líquido saturado a vapor saturado o mejor aún a vapor sobrecalentado.

Para el análisis térmico se plantea la ebullición del refrigerante, el cual se ha considerado sea metanol cuya temperatura de evaporación es de 64.5°C.

Mediante ecuación 4.7 se obtiene el flujo de calor en la ebullición nucleada [2].

$$\dot{q}_{nucleada} = \mu_l h_{fg} \left( \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{1/2} \left( \frac{c_{pl}(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right)^3 \quad (4.7)$$

Donde:

$\dot{q}_{nucleada}$ : Flujo de calor en la ebullición nucleada  $\frac{W}{m^2}$ .

$\mu_l$ : Viscosidad del líquido,  $\frac{kg}{m*s}$

$h_{fg}$ : Entalpía de vaporización,  $\frac{J}{kg}$

$g$ : Aceleración gravitacional,  $\frac{m}{s^2}$

$\rho_l$ : Densidad del líquido,  $\frac{kg}{m^3}$

$\rho_v$ : Densidad del vapor,  $\frac{kg}{m^3}$

$\sigma$ : Tensión superficial de la interfase líquido- vapor,  $\frac{N}{m}$

$c_{pl}$ : Calor específico del líquido,  $\frac{J}{kg\ ^\circ C}$

$T_s$ : Temperatura superficial del compresor,  $^\circ C$

$T_{sat}$ : Temperatura de saturación del refrigerante,  $^\circ C$

$C_{sf}$ : Constante experimental dependiente de la combinación superficie- fluido

$Pr_l$ : Número de Prantl del líquido.

$n$ : Constante experimental que depende del fluido.

Ahora se obtiene la velocidad de la transferencia de calor, mediante ecuación 4.8.

$$\dot{Q}_{ebullición} = A * \dot{q}_{nucleada} \quad (4.8)$$

Donde:

$\dot{Q}_{ebullición}$ : Velocidad de transferencia de calor, W.

$A$ : Área superficial,  $m^2$

$\dot{q}_{nucleada}$ : Flujo de calor en la ebullición nucleada  $\frac{W}{m^2}$ .

La rapidez de la evaporación del refrigerante se determina a partir de la ecuación 4.9.

$$\dot{m}_{\text{evaporación}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ebullición}}}{h_{fg}} \quad (4.9)$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{evaporación}}$ : Flujo másico de evaporación  $\frac{kg}{s}$ .

$\dot{Q}_{\text{ebullición}}$ : Velocidad de transferencia de calor, W.

$h_{fg}$ : Entalpía de vaporización,  $\frac{J}{kg}$

El tiempo que tardará en llegar el refrigerante a la temperatura de saturación se determina a partir de ecuación 4.10.

$$\Delta t = \frac{m_l c_{pl} (T_{sat} - T_{amb})}{\dot{Q}_{\text{ebullición}}} \quad (4.10)$$

Donde:

$\Delta t$ : Tiempo, s

$m_l$ : Masa de líquido, kg

$c_{pl}$ : Calor específico del líquido,  $\frac{J}{kg \text{ } ^\circ C}$

$T_s$ : Temperatura superficial del compresor,  $^\circ C$

$T_{sat}$ : Temperatura de saturación del refrigerante,  $^\circ C$

$\dot{Q}_{\text{ebullición}}$ : Velocidad de transferencia de calor, W.

#### 4.4 Condensador

El condensador corresponde al serpentín que se encuentra entre los cilindros T2 y T3 de la figura 1, para determinar la transferencia de calor en este elemento se utiliza la correlación propuesta por Chato (1962) para tubos horizontales con condensación [2,3] que se expresa en la ecuación 4.11.

$$h = h_{interna} = 0.555 * \left( \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_{sup})} * (h_{fg} + \left( \frac{3}{8} * c_{pl} * (T_{sat} - T_{sup}) \right)) \right)^{1/4} \quad (4.11)$$

Donde:

$h_{interna}$ : Coeficiente de convección  $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ .

$g$ : Aceleración gravitacional,  $\frac{m}{s^2}$

$\rho_l$ : Densidad del líquido,  $\frac{kg}{m^3}$

$\rho_v$ : Densidad del vapor,  $\frac{kg}{m^3}$

$k_l$ : Conductividad del líquido,  $\frac{kg}{m^3}$

$\mu_l$ : Viscosidad del líquido,  $\frac{kg}{m \cdot s}$

$h_{fg}$ : Entalpía de vaporización,  $\frac{J}{kg}$

$c_{pl}$ : Calor específico del líquido,  $\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$

$T_{sup}$ : Temperatura superficial del compresor,  $^\circ C$

$T_{sat}$ : Temperatura de saturación del refrigerante,  $^\circ C$

Ahora se obtiene la razón de transferencia de calor, mediante ecuación 4.12.



$$\dot{Q} = h * A_S * (T_{sat} - T_{sup}) \quad (4.12)$$

Donde:

$\dot{Q}$ : Razón de transferencia de calor, W.

$h$ : Coeficiente de convección  $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ .

$A_S$ : Área superficial,  $m^2$

$T_{sup}$ : Temperatura superficial del compresor,  $^\circ C$

$T_{sat}$ : Temperatura de saturación del refrigerante,  $^\circ C$

Posteriormente se realiza la modificación del calor latente de vaporización como indicador de la relación h. (ecuación 4.13) [2].

$$h_{fg}^* = h_{fg} + \left(\frac{3}{8} * c_{pl} * (T_{sat} - T_{sup})\right) \quad (4.13)$$

Donde:

$h_{fg}^*$ : Calor latente modificado,  $\frac{J}{kg}$

$h_{fg}$ : Calor latente,  $\frac{J}{kg}$

$c_{pl}$ : Calor específico del líquido,  $\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$

$T_{sup}$ : Temperatura superficial del compresor,  $^\circ C$

$T_{sat}$ : Temperatura de saturación del refrigerante,  $^\circ C$

Con lo anterior, es posible determinar la rapidez de la evaporación del refrigerante se determinar a partir de la ecuación 4.14.

$$\dot{m}_{condensacion} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}^*} \quad (4.14)$$

Donde:

$\dot{m}_{condensación}$ : Flujo másico de condensación  $\frac{kg}{s}$ .

$\dot{Q}$ : Razón de transferencia de calor, W.

$h_{fg}^*$ : Calor latente modificado,  $\frac{J}{kg}$

Para determinar la fracción del refrigerante que puede ser condensado en el final del tubo se utiliza la ecuación 4.15.

$$\text{Fracción de condensado} = \frac{\dot{m}_{condensación}}{\dot{m}_{evaporación}} \quad (4.15)$$

Donde:

$\dot{m}_{condensación}$ : Flujo másico de condensación  $\frac{kg}{s}$ .

$\dot{m}_{evaporación}$ : Flujo másico de evaporación  $\frac{kg}{s}$ .

## 4.5 Concentrador solar

Para realizar el análisis térmico del sistema de refrigeración solar se requiere realizar el análisis del concentrador mediante un balance de energía; a partir de éste se obtendrá el calor útil entregado al fluido de trabajo ( $Q_u$ ). El calor útil se relaciona con la energía recibida en el absorbedor ( $Q_{abs}$ ) y las pérdidas por transferencia de calor relacionadas con convección y radiación en el medio ambiente ( $Q_{ced}$ ) (ecuación 4.16) [4].

$$Q_u = Q_{abs} - Q_{ced} \quad (4.16)$$

El calor cedido se obtiene mediante ecuación 4.17 [4].

$$Q_{ced} = U_c(T_{col} - T_{amb})A_{abs} + \sigma\varepsilon(T_{col}^4 - T_{amb}^4)A_{abs} \quad (4.17)$$

Donde:

$A_{abs}$ : Área del absorbedor

$T_{amb}$ : Temperatura del medio ambiente °C

$T_{col}$ : Temperatura del colector en °C

$U_c$ : Coeficiente global de transferencia de calor

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzman

$\varepsilon$ : Emitancia en el absorbedor.

Mientras que el calor absorbido por el concentrador está dado por la ecuación 4.18

$$Q_{abs} = \eta_o I_g A_{col} \quad (4.18)$$

Donde:

$\eta_o$ : Eficiencia óptica del colector

$I_g$ : Irradiación global del colector

$A_{col}$ : Área de apertura del concentrador

La eficiencia del colector se obtiene mediante ecuación 4.19.

$$\eta_{col} = \frac{Q_u}{I_g A_{col}} \quad (4.19)$$

Donde:

$Q_u$ : Calor útil

$I_g$ : Irradiación global del colector

$A_{col}$ : Área de apertura del concentrador

La razón de concentración o razón de concentración geométrica se obtiene mediante ecuación 4.20.

$$C_g = \frac{A_{col}}{A_{abs}} \quad (4.20)$$

$A_{col}$ : Área de apertura del concentrador

$A_{abs}$ : Área del absorbedor

De acuerdo con el proceso anterior, para el proyecto se han realizado análisis iterativos de acuerdo con la variación de radiación solar para poder determinar las condiciones necesarias, es decir el tiempo de captación respecto al medio día solar.

En el siguiente apartado se muestra el análisis de resultados aplicando las ecuaciones indicadas.

**REFERENCIAS**

- [1] Adarsh S. Bhatt et. Al (2012). **Adsorption of an anionic dye from aqueous medium by organoclays: equilibrium modeling, kinetic and thermodynamic exploration.** RSC Advances, 2012, 2, 8663–8671
- [2] Cengel (2007). **Transferencia de calor y masa un enfoque práctico.** Ed.3. Mc GrawHill
- [3] J.C. Chato (1962). **Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes.** ASHRAE Journal 4. P.52.
- [4] M. D Durán (1997). **Trazado de rayos para el estudio de concentradores solares tipo CPC.**UAEMéx.

# CAPÍTULO 5

## *Resultados*

### *5.1 Materiales adsorbentes*

### *5.2 Concentrador solar tipo CPC*

### *5.3 Sistema de refrigeración solar por adsorción*

Una vez presentados los fundamentos teóricos para el análisis del sistema, así como el diseño propuesto, se procede a realizar el análisis teórico y las pruebas experimentales. En el presente capítulo se presenta primeramente el análisis de la capacidad de adsorción de los materiales adsorbentes. Posteriormente se presentan los resultados del análisis térmico del sistema, aplicando las ecuaciones del capítulo 4, se validan los resultados y finalmente se comparan con propuestas de otros autores.

## 5.1 Materiales adsorbentes

Primeramente se presentan los valores del espectro utilizados para realizar la curva de calibración de una concentración de  $15 \frac{mg}{L}$  para una solución de azul de metileno. En la figura 5.1, se muestran los espectros generados por el equipo UV-VIS para una solución de azul de metileno con una concentración de  $15 \frac{mg}{L}$  sin estar en contacto con ningún material adsorbente, en donde se muestra que el rango de mayor absorbancia es de 600 a 700 nm y específicamente la longitud con absorbancia mayor es de 665 nm.

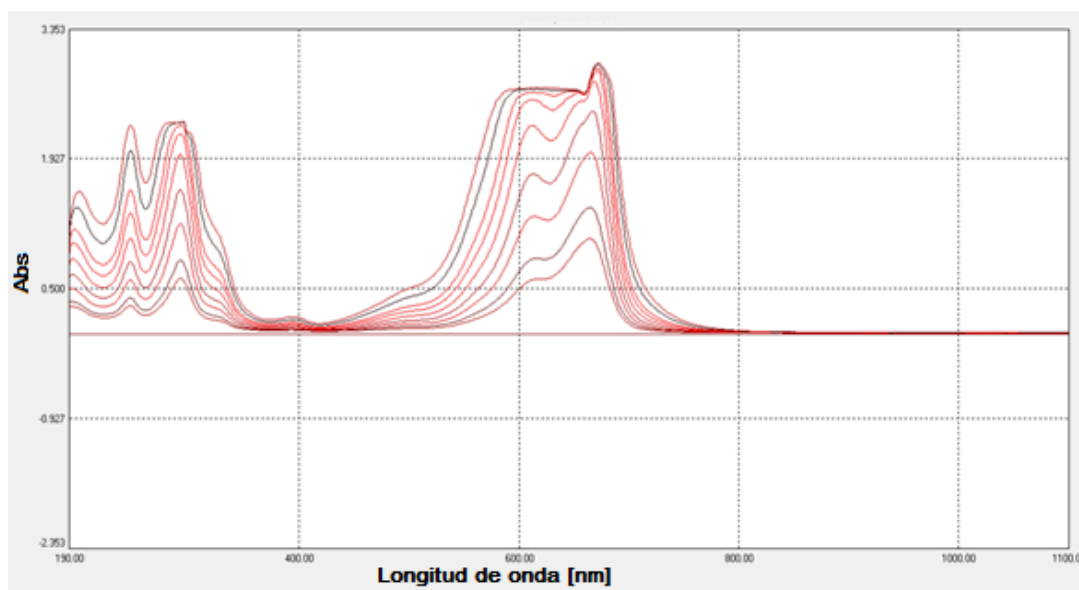


Figura 5.1 Longitud de onda

Por su parte, en la figura 5.2 se muestra la curva de calibración para la solución de azul de metileno, esta curva se genera apartir de los valores de absorbancia obtenidos en el respectivo espectro de cada concentración, específicamente para la longitud de onda de 665 nm. En la cual se tiene un valor de  $R^2=0,992$ , para las concentraciones mostradas.

En el proceso de investigación se ha observado que para tener una linealización adecuada se requieren concentraciones de 0,1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14 y  $15 \frac{mg}{L}$ , en dicha figura se muestra la curva de calibración de estas 15 concentraciones linealizadas y obtiene una ecuación con la siguiente configuración  $Abs=m*(Concentración)+b$ , dicha configuración

permite verificar si la concentración ideal es la real o bien permite determinar la cantidad de variación de la concentración ideal con respecto a la concentración real.

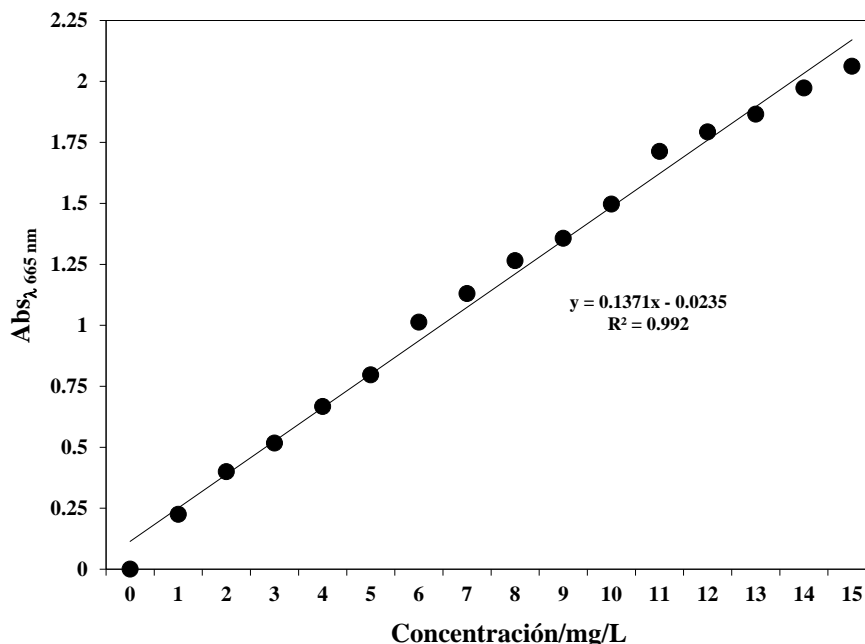


Figura 5.2 Longitud de onda

Una vez que se conoce la ecuación de tendencia entre la absorbancia y la concentración, se realiza el procedimiento de determinación de absorbancia en soluciones que han estado en contacto con materiales adsorbentes.

En el desarrollo del presente proyecto de investigación se estudiaron y caracterizaron las isotermas de carbones provenientes de 10 tipos de cáscara de residuos orgánicos: tomate, aguacate, chícharo, coco, mamey, plátano, huaje, naranja, haba, mandarina; asimismo, se caracterizaron dos tipos de carbón activado: carbón comercial para peceras y carbón industrial marca MEYER, empleando el método de azul de metileno. Los carbones se caracterizaron mediante isotermas de adsorción de azul de metileno a 288,15 K. En la figura 5.3 se muestra un comparación entre la absorbancia obtenida en cada tipo de adsorbente mediante el espectrofotómetro UV-VIS con concentraciones de  $0,2,4,5,10,15,20,25,30,40,50 \frac{mg}{L}$ .



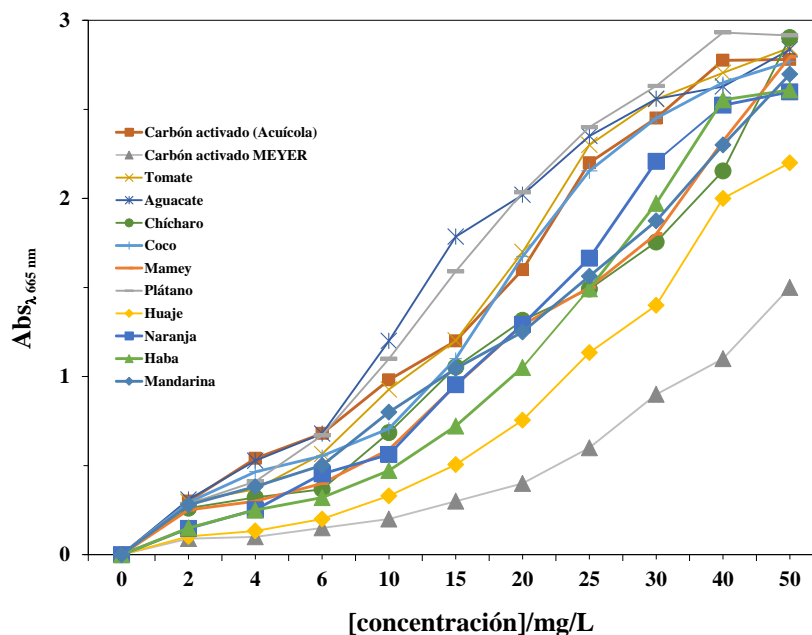


Figura 5.3 Comparación entre capacidad de adsorción de materia orgánica y carbón activado comercial para peceras.

De la figura 5.3 se puede observar que la solución de azul de metileno que estuvo en contacto con carbón vegetal proveniente de cáscara de plátano, muestra valores altos de absorbancia, lo cual significa que el carbón absorbió pequeñas cantidades de azul de metileno en la solución. Por otra parte se logra ver que la solución de azul de metileno que estuvo en contacto con carbón activado marca Meyer tiene valores de absorción bajos lo que significa que el carbón activado absorbió gran parte de la concentración de azul de metileno. El carbón vegetal que tiene de acuerdo con el análisis mayor absorbancia es el carbón vegetal de cáscara de huaje, debido a que su comportamiento es muy cercano al del carbón activado Meyer.

Así como el carbón vegetal de cáscara de huaje tiene absorbancias mayores a las del carbón activado para aplicaciones acuícolas, en la figura 5.3 se observa que también los carbones obtenidos de cáscaras de: naranja, haba y chícharo. Con lo cual se puede concluir que no

por ser carbón activado tendrá valores altos de absorbancia, por lo tanto cada adsorbente debe ser analizado para determinar valores de absorbancias.

En la figura 5.4 se muestra la isoterma linear de Langmuir para carbón vegetal proveniente de cascára de huaje con la cual se obtiene la ecuación de la forma

$\frac{1}{q_e} = \left[ \left( \frac{1}{C_e} \right) \left( \frac{1}{q_m * K_L} \right) \right] + \left( \frac{1}{q_m} \right)$ , de acuerdo con el anexo a2. Mediante la ecuación se obtienen los valores de la capacidad de adsorción.

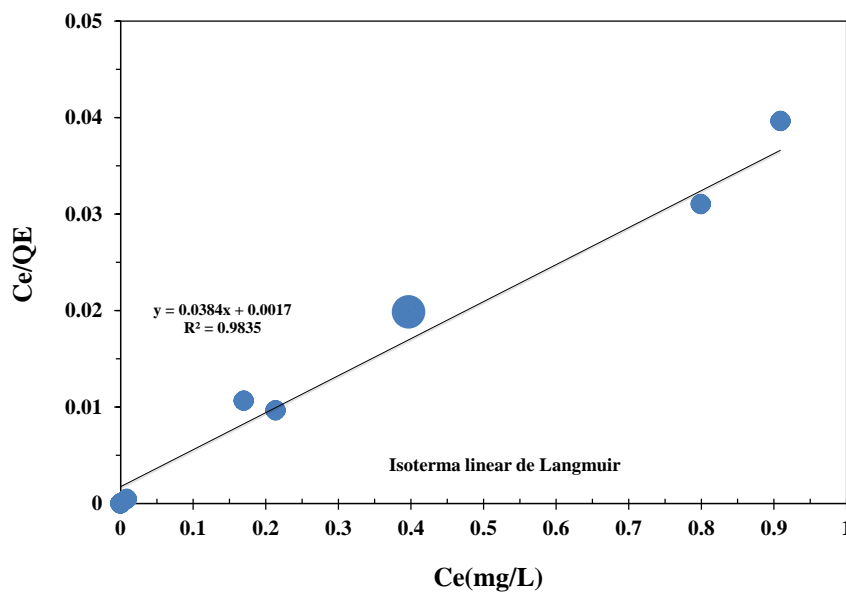


Figura 5.4 Isoterma de Langmuir para carbón vegetal proveniente de cascára de huaje

En la tabla 5.1 se muestra la capacidad de adsorción de valores logrados por las muestras sobresalientes. De la tabla el valor de R representa la desviación estándar respecto a la tendencia linear de la isoterma y la capacidad de adsorción representa el porcentaje de la cantidad de adsorbato que es capaz de adsorber un adsorbente.

La capacidad de adsorción es el valor principal para determinar la cantidad de refrigerante que circulará por el sistema de refrigeración.

Tabla 5.1 Capacidad de adsorción de carbones

Carbón	R	Capacidad de Adsorción (%)
Cáscara de Huaje	.9917	58,82
Cáscara de Tomate	.9885	21,28
Carbón activado MEYER	1	100

Estos valores se emplearon para determinar las cantidades de adsorbente y adsorbato con las que se realizaron las pruebas.

## 5.2 Concentrador solar tipo CPC

De acuerdo con las dimensiones obtenidas para el CPC y con base en la teoría de Winston [6] descrita en las ecuaciones del apartado 3.3, se obtuvieron las dimensiones del concentrador tipo CPC descrito en el capítulo 2, con el fin de lograr tener una temperatura de 150°C, una vez determinadas las dimensiones se optó por usar el “Criterio de Rincón” [2] para el truncamiento y optimización del uso de la lámina de Aluminio electropulido Alanod ®. Los resultados obtenidos para CPC sin truncamiento se muestran en la tabla 5.2.

Tabla 5.2 Resultados de diseño para un concentrador tipo CPC sin truncamiento

C (con factor de seguridad)	Temperatura deseada en el receptor (K)	Temperatura deseada en el receptor (°C)	$C_{max,2D} = \frac{1}{\sin \theta_{max}}$ Despejando $\theta_{max}$	$0 \leq t \leq \frac{\pi}{2} + \theta$ Rango de involuta	$\frac{\pi}{2} + \theta \leq t \leq \frac{3\pi}{2} - \theta$ Rango de anticáustica
1,5	438,28979	165,13979	41,81	$0 \leq t \leq 2,300524$	$2,300524 \leq t \leq 3,9826613$

Por su parte, en la tabla 5.3 se muestran los resultados obtenidos para CPC con truncamiento.

Tabla 5.3 Resultados de diseño para un concentrador tipo CPC con truncamiento con factor de seguridad.

C (con factor de seguridad)	Temperatura deseada en el receptor (K)	Temperatura deseada en el receptor (°C)	$C_{max,2D} = \frac{1}{\sin \theta_{max}}$ Despejando $\theta_{max}$	$0 \leq t \leq \frac{\pi}{2} + \theta$ Rango de involute	$\frac{\pi}{2} + \theta \leq t \leq \frac{3\pi}{2} - \theta$ Rango de anticústica
2.25	438,28979	165,13979	26,38	$0 \leq t \leq 2,031245603$	$2,031245603 \leq t \leq 3,3310412$

En la figura 5.5 se muestra la comparación entre un CPC sin truncamiento (línea de centro) y con truncamiento para el cilindro absorbedor (línea continua), las curvas han sido generadas mediante el programa SolidWorks®, usando las ecuaciones paramétricas de 2.3 a 2.6 y los rangos de involuta y anticústica mostrados en tabla 4.2.

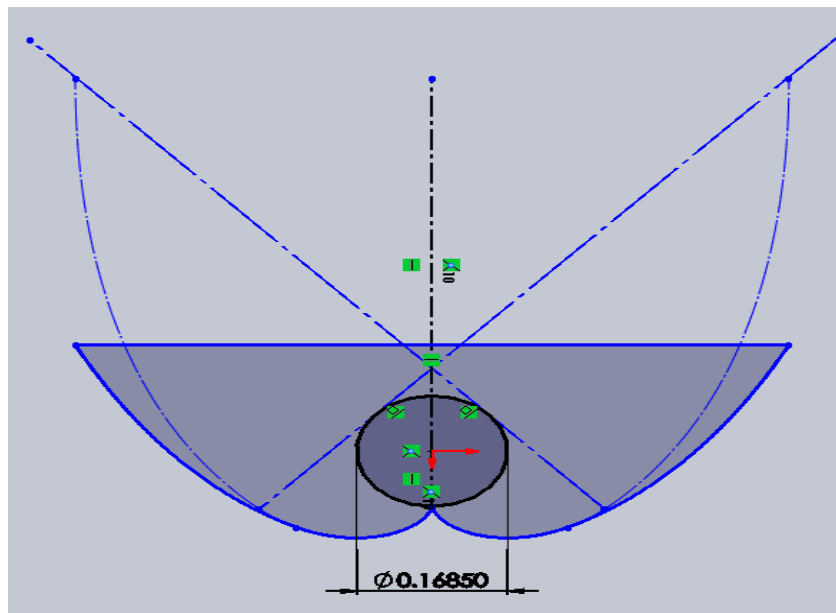


Figura 5.5 Comparación de CPC sin truncamiento y con truncamiento, unidades en m.

En la figura 5.6 se muestra el concentrador solar con truncamiento construido para el prototipo del refrigerador solar, en el cual se empleó para la generación del perfil solera de aluminio 1100 y como material reflectante lámina de aluminio marca Alanod® con una reflectividad total de 95%.



Figura 5.6. Concentrador solar con truncamiento construido.

En la tabla 5.4 se muestran las dimensiones obtenidas en el análisis de un concentrador tipo CPC sin truncamiento y con truncamiento, con lo cual se concluye que si se hubiera construido un CPC sin truncamiento se habría requerido una cantidad de aluminio Alanod® de  $0,93 \text{ m}^2$ , sin embargo, con la ayuda del criterio de truncamiento únicamente se usó  $0,55 \text{ m}^2$ .

Tabla 5.4. Dimensiones de CPC con truncamiento y sin truncamiento

	<b>Dimensiones</b>	<b>CPC sin truncamiento</b>	<b>CPC con truncamiento</b>
	Diámetro de absorbedor	0,1685 m	0,1685 m
	Longitud de apertura en 2D	0.79415m	0.79404m
Rango involute	t1	0	0
	t2	2.3	2.031
Rango anticáustica	t1	2.3	2.031
	t2	3.98	3.331
	Longitud de CPC EN 2D (un ala)	0.93m	0.55m
	Longitud de absorbedor	0,5 m	0,5 m
	Área de lámina de aluminio alanod utilizado para CPC en 3D	$0,93\text{m}^2$	$0,55 \text{ m}^2$

En la figura 5.7 se muestra el prototipo construido en el que se puede observar el perfil de CPC como el tubo absorbedor del sistema.



Figura 5.7. Concentrador solar con truncamiento construido.

El prototipo se puso a prueba primeramente para determinar si era factible alcanzar la temperatura requerida en el absorbedor, bajo las condiciones que se muestran en la tabla 5.5.

Tabla 5.5 Condiciones en las que se realizó la prueba

Condición	Valor
Velocidad de viento	2 m/s
Temperatura ambiente	20 °C
Longitud	-99,39
Latitud	19,17
Ubicación geográfica	Toluca
Temperatura ambiente (promedio anual)	20°C

Las condiciones de irradiación que se presentaron cuando se realizó la prueba se muestran en la figura 5.8; en ella se observa que si bien se tiene una buena irradiación, también se tienen condiciones de nubosidad.

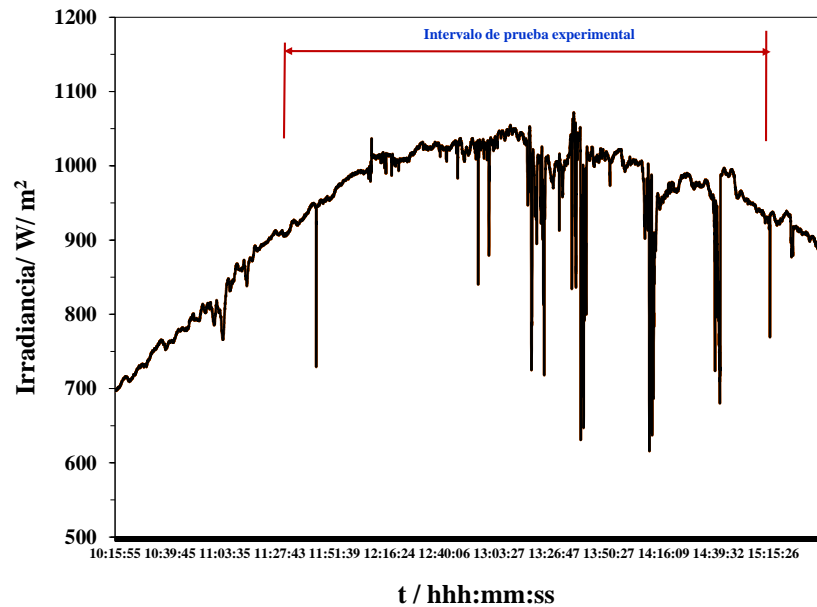


Figura 5.8 Irradiancia solar en prueba experimental

En la figura 5.8 se muestran las temperaturas alcanzadas en el absorbedor del CPC construido, es importante mencionar que el día de la medición, además de las condiciones de nubosidad, se tenía una velocidad de viento alta, lo cual afectó al CPC mediante convección.

En la figura 5.8 también se observa que la temperatura de ebullición del metanol se alcanza y sobre pasa, la forma en que afecta la temperatura al proceso de desorción es que aumenta y disminuye la velocidad de evaporación del metanol.

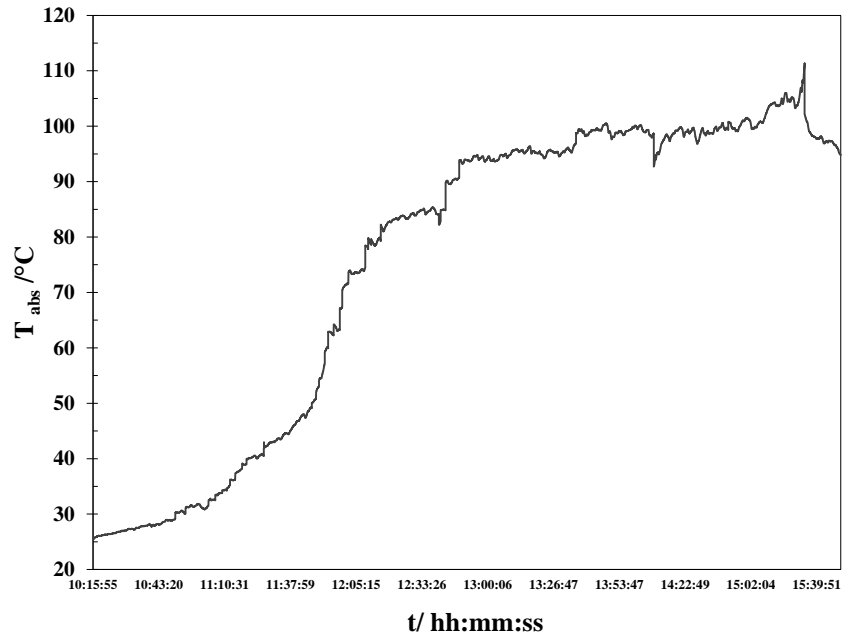


Figura 5.8 Temperatura de absorbedor en función de radiación solar.

Por otro lado, en la figura 5.9 se muestra la variación de la temperatura del absorbedor en un día soleado con algo de nubosidad, estas mediciones se realizaron mediante un equipo de adquisición de datos ALMEMO, a través de termopares tipo k y un piranómetro del mismo equipo.

Como se puede ver a lo largo de las tres horas de apertura del concentrador solar se logra el aumento de temperatura en el absorbedor del prototipo y se puede observar la temperatura de ebullición del metanol se alcanza en el absorbedor y se mantiene en una temperatura con valores arriba de  $90^\circ C$ .



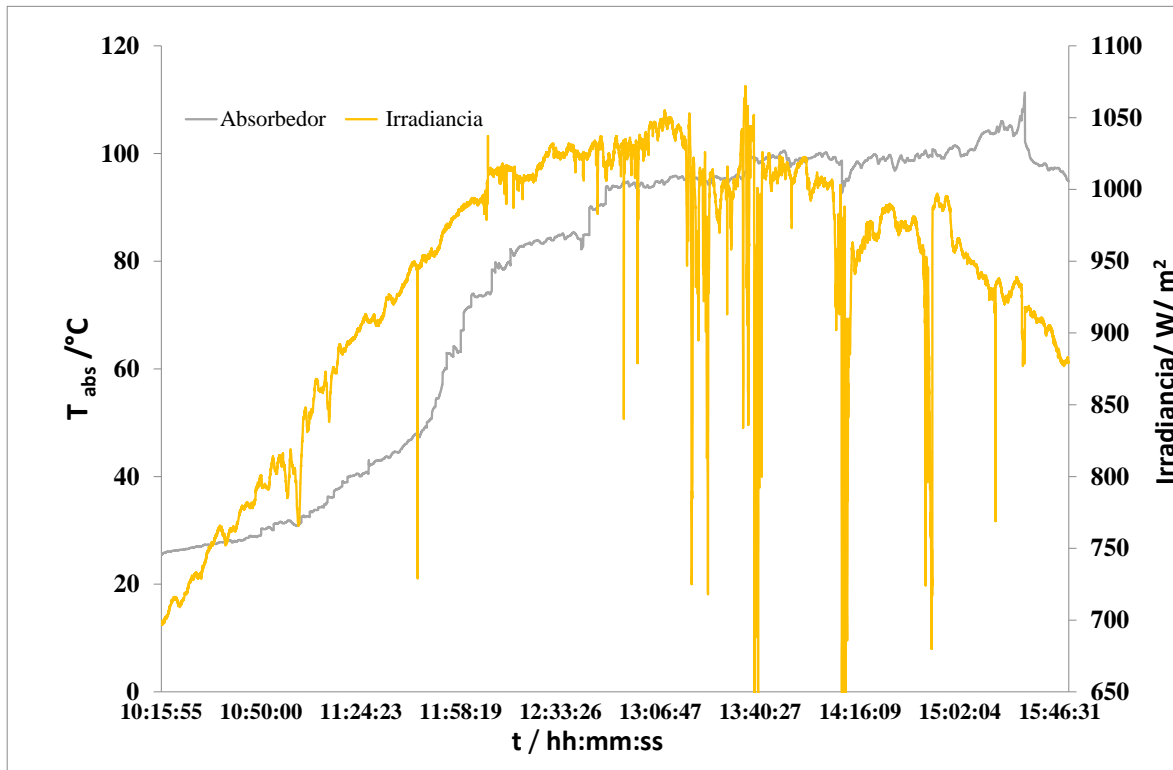


Figura 5.9. Variación de la temperatura del absorbedor en un día soleado con algo de nubosidad

Considerando la temperatura de ebullición del metanol y la temperatura alcanzada en el absorbedor se observa que las condiciones ideales para que el sistema pueda operar, son hora y media antes y después del medio día solar, se tenga al menos una irradiancia solar promedio de al menos  $900 \frac{W}{m^2}$ , para que de esta forma se alcance al menos la temperatura de ebullición y se realice la circulación del refrigerante por el sistema. Estas condiciones de irradiación son alcanzadas sin ningún problema en zonas pesqueras como Mazatlán, donde además se tienen condiciones de temperatura ambiente mucho más favorables.

### 5.3 Sistema de refrigeración solar por adsorción

En la figura 5.10 se muestra la configuración y conexión de compartimientos del diseño; mediante dicho arreglo el sistema no requiere de una válvula de expansión; en sustitución se emplea una válvula esfera entre la unión del evaporador y el compresor, en esta

configuración durante el día con radiación solar se desorbe el adsorbente y durante la noche se adsorbe, y con la variación de presiones se logra disminuir temperatura en el área fría.

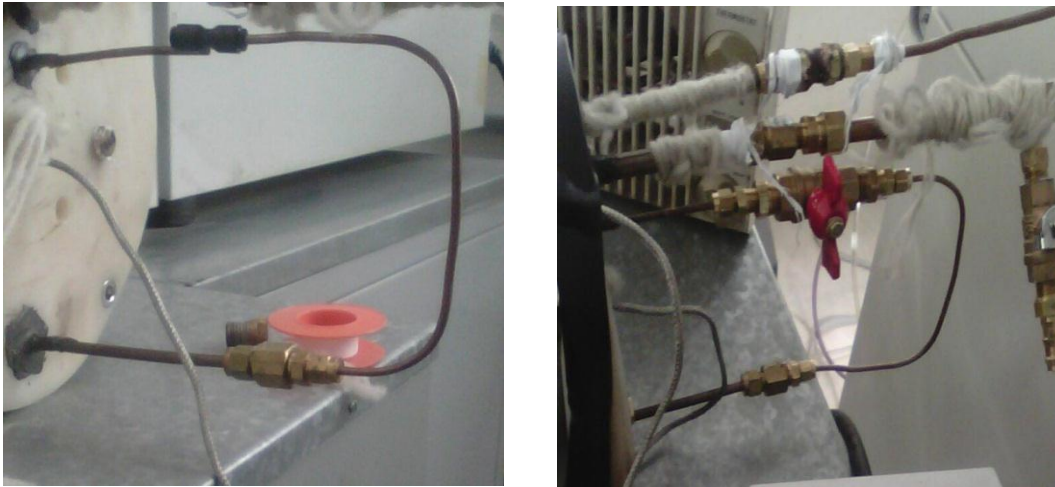


Figura 5.10 Propuesta de distribución de elementos de refrigeración solar.

Es importante mencionar que como refrigerante se ha utilizado metanol y como adsorbente se utilizó carbón vegetal de cáscara de huaje.

Las condiciones ambientales consideradas para el prototipo son una temperatura ambiental promedio de  $20^{\circ}\text{C}$ , con una velocidad de viento de  $2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ .

Las condiciones para que el absorbedor cumpla su función son tener una irradiación promedio de  $900 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$  durante 3 horas alrededor del mediodía solar, la emitancia es de 0,07 para el absorbedor el cual es un tubo de aluminio cedula 40 de aleación 6063-T6.

### 5.3.1 Validación de resultados.

Primeramente se realizó el análisis térmico del sistema, aplicando las ecuaciones del capítulo 4, para determinar las condiciones teóricas que se obtendrían en cada uno de los elementos.

En las condiciones de entrada para las pruebas iterativas se ha considerado obtener las dimensiones del área a enfriar, el evaporador, el compresor térmico y el condensador. Para

obtener las dimensiones de los sistemas mencionados anteriormente se han utilizado las ecuaciones descritas en el capítulo 3, los resultados mostrados se obtuvieron considerando una masa de 0,5 kg de H<sub>2</sub>O dentro del área fría.

En la tabla 5.6 se muestra una comparación entre condiciones ideales de un diseño teórico y el comportamiento real en el prototipo.

Tabla 5.6 Comparación de condiciones.

Parámetro	Teórico	Real
Temperatura en absorbedor (°C)	150	110
Temperatura alcanzada en compresor (°C)	90	75
Temperatura de salida en el evaporador (Pa)	15	10
Temperatura de área fría	-5	-1,5
Q <sub>L</sub> ( sale del área fría [ J])	207 330	203 672
Q <sub>S</sub> ( Wneto, entrada) [ MJ]	1,98	1,85
COP	0,10	0,11

Debido a los largos periodos de nubosidad en Toluca, con el fin de lograr las temperaturas requeridas en el absorbedor y no depender de las condiciones climáticas para realizar las pruebas, se construyó un sistema de pruebas mediante resistencias infrarrojas con controlador de temperatura como se muestra en la figura 5.11. Este sistema permite realizar más de una sola prueba al día y simular temperaturas alcanzadas en absorbedor bajo cualquier condición.

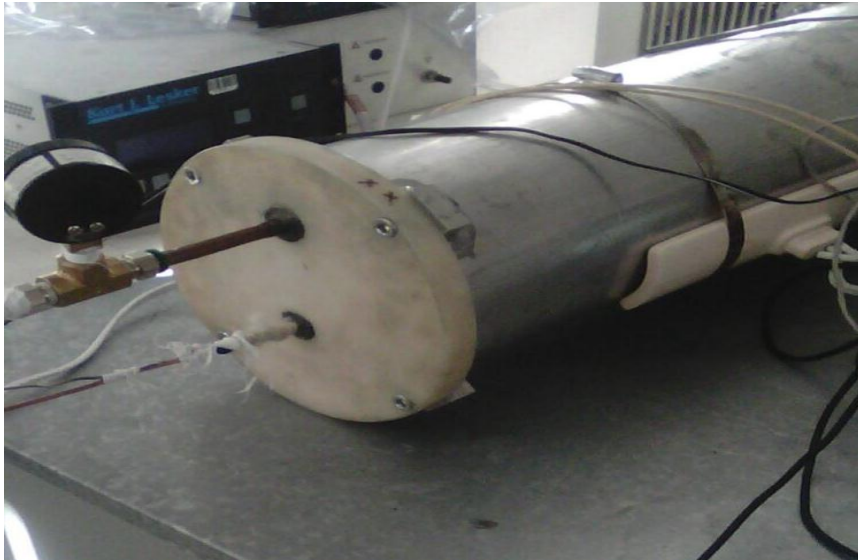


Figura 5.11 Sistema con resistencias infrarrojas

En la tabla 5.7 se puede observar que si bien no se alcanzaron las condiciones de temperatura que se habían propuesto en el concentrador ni la temperatura objetivo en el área fría si es posible alcanzar una temperatura para mantener el alimento en condiciones adecuadas. Asimismo se observa que el COP obtenido de manera experimental es aún más alto que el determinado de manera teórica.

Tabla 5.7 Comparación de parámetros entre prototipo de origen Chino y prototipo propuesto en el presente trabajo.

	<b>Prototipo Kunming, China</b>	<b>Prototipo Toluca, México</b>	<b>Observaciones</b>
COP	↑	↓	El COP del prototipo chino es de 16,4 % y del prototipo mexicano 14,96%
Tmínima	↑	↓	Prototipo chino: -3°C Prototipo Mexicano: -5°C.
Cantidad de adsorbente	↑	↓	Prototipo chino: 29 kg. Prototipo Mexicano: 2 Kg
Cantidad de adsorbato	↑	↓	Prototipo chino: 7,5 kg. Prototipo Mexicano: 1,58 Kg
Tamaño	↑	↓	Prototipo chino: 2,5 m <sup>2</sup> apróx. Prototipo Mexicano: 0,5 m <sup>2</sup> .
Costo de material de fabricación	↑	↓	Prototipo chino: \$ 85 000.00 M.N apróx. Prototipo Mexicano (construcción en línea): \$15 000.00 M.N apróx.
Maniobrabilidad	↓	↑	Prototipo chino: los componentes son separados. Prototipo Mexicano: es compacto.

### 5.3.2 Resultados experimentales y comparación de resultados

Con las condiciones descritas en el apartado anterior, se determinó la cantidad de adsorbente y adsorbato necesarios para la prueba con carbón vegetal y activado respectivamente.

En el punto anterior denominado validación de resultados, se indica que el valor de la masa a enfriar contenida en el área fría del prototipo es de 0,5 kg de H<sub>2</sub>O, de acuerdo con las ecuaciones 4.1 a 4.4, se determinan los calores sensibles, latente y total. Con lo cual se obtiene que el valor de calor total a ser extraído es de 207 330 J, considerando que la temperatura que se debe tener en el área fría es de -5°C. El calor total a ser extraído se iguala con el calor latente del metanol, de donde se obtiene el valor de la masa de metanol

necesaria para extraer dicho calor, para el prototipo se determina que la  $m_{\text{metanol}}$  debe de ser de  $\approx 0,176$  kg de metanol, considerando una densidad del metanol de  $0,79 \frac{\text{kg}}{\text{L}}$ , se determinó que se requiere un volumen de  $\approx 0,2225$  L (222,5 mL).

La cantidad de metanol determinada es la cantidad de metanol necesaria para extraer del área fría 207,33 kJ de calor. Del punto 5.1 se conocen las capacidades de adsorción de carbón vegetal de cáscara de huaje, como la del carbón activado. En la tabla 5.8 se muestran las cantidades necesarias de par adsorbente- adsorbato para disminuir la temperatura en el área fría.

Tabla 5.8. Masa de adsorbente y adsorbato necesarios en función de la temperatura del área fría.

Temperatura en el área fría	Calor a extraer del área fría [kJ]	Tipo de carbón	Capacidad de adsorción [X]	$m_{\text{metanol}}$ (kg)	$m_{\text{carbón}}$ (kg)
-5°C	207,330	Vegetal (Huaje)	0,58	0,176	0,303
-5°C	207,330	Activado (Meyer)	1	0,176	0,176

En el refrigerador solar por adsorción, el equilibrio mediante mecanismos de transferencia naturales se alcanza por la noche, en la figura 5.12 se obtienen los valores mostrados en el presente proyecto, denominado México mientras que se realiza la comparación con un proyecto realizado en China, en el cual Yunfeng Wang y colaboradores, realizaron una investigación experimental de un refrigerador solar que trabaja con par metanol- carbón activado y se analiza el comportamiento en el evaporador mediante convección natural, igual como se experimentó en el presente proyecto. En la gráfica se puede ver que en la disminución de temperatura del evaporador se ve reflejada la capacidad de adsorción del adsorbente, así como las dimensiones totales de los proyectos lo cual afecta completamente el tiempo en el que mantienen las temperaturas bajas [1]. También se puede observar que si bien el prototipo presentado por Wang alcanza una temperatura menor, el prototipo

mexicano se acerca mucho al comportamiento. Esto es muy importante principalmente si se considera que el prototipo de Wang es mucho más grande y costoso.

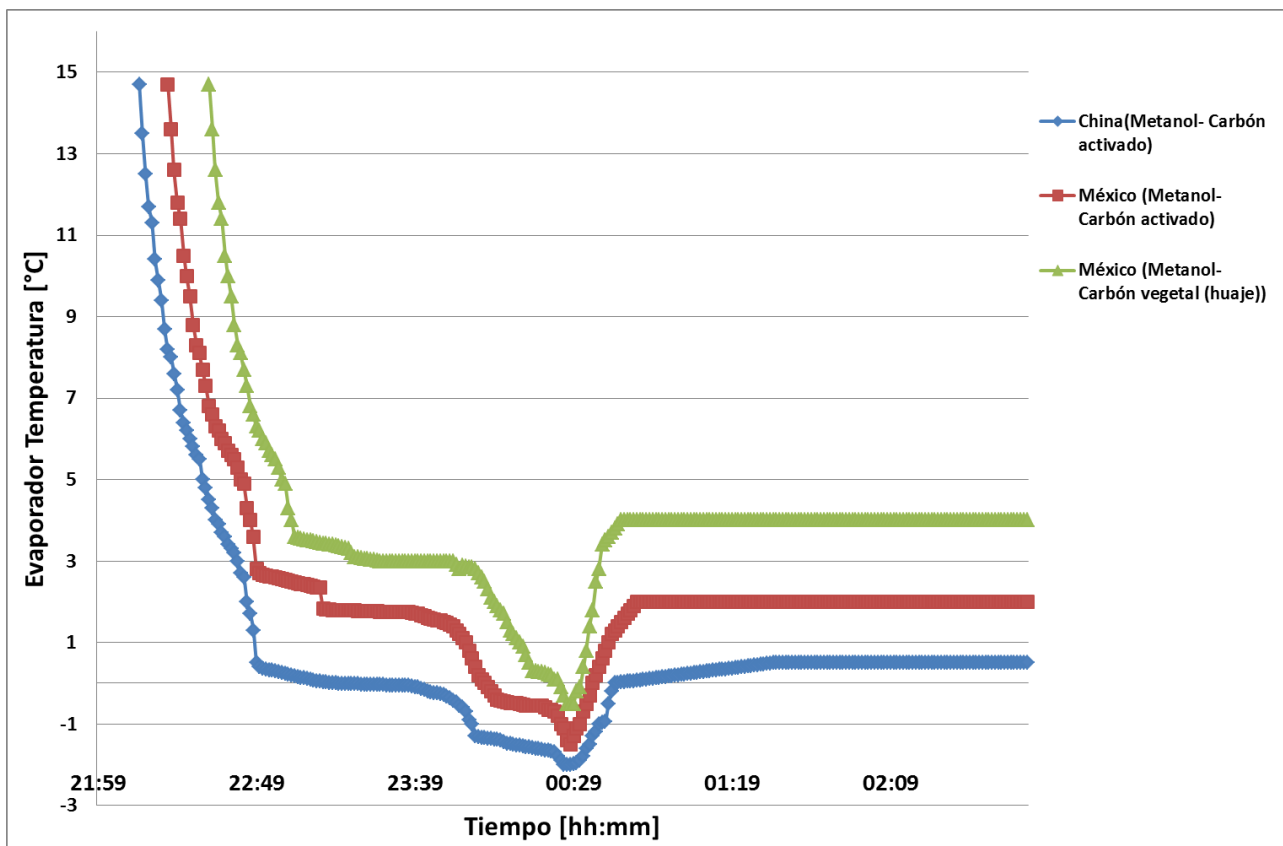


Figura 5.12 Comportamiento del sistema del prototipo comparado con prototipo de Feng y colaboradores.

Finalmente, en la figura 5.13 se muestra la variación de la temperatura del absorbedor respecto al día y la variación de la temperatura del área fría respecto a la noche, de acuerdo con la configuración del prototipo que se ha realizado con respecto a la adsorción básica se presenta estas variaciones de temperatura respecto a horarios que dependen del equilibrio térmico en el sistema y la apertura de a válvula esfera ubicada entre el compresor y y el evaporador como se mostró en la figura 4.1. Se puede observar que se tiene un intervalo considerable con temperatura cercana o bajo cero. Esto con las condiciones de la prueba y la cantidad de adsorbente y adsorbato empleada, ya que es posible alcanzar temperaturas

mayores en el absorbedor. Esta prueba se puede escalar para alcanzar menores temperaturas y mantenerlas por un intervalo mayor de tiempo.

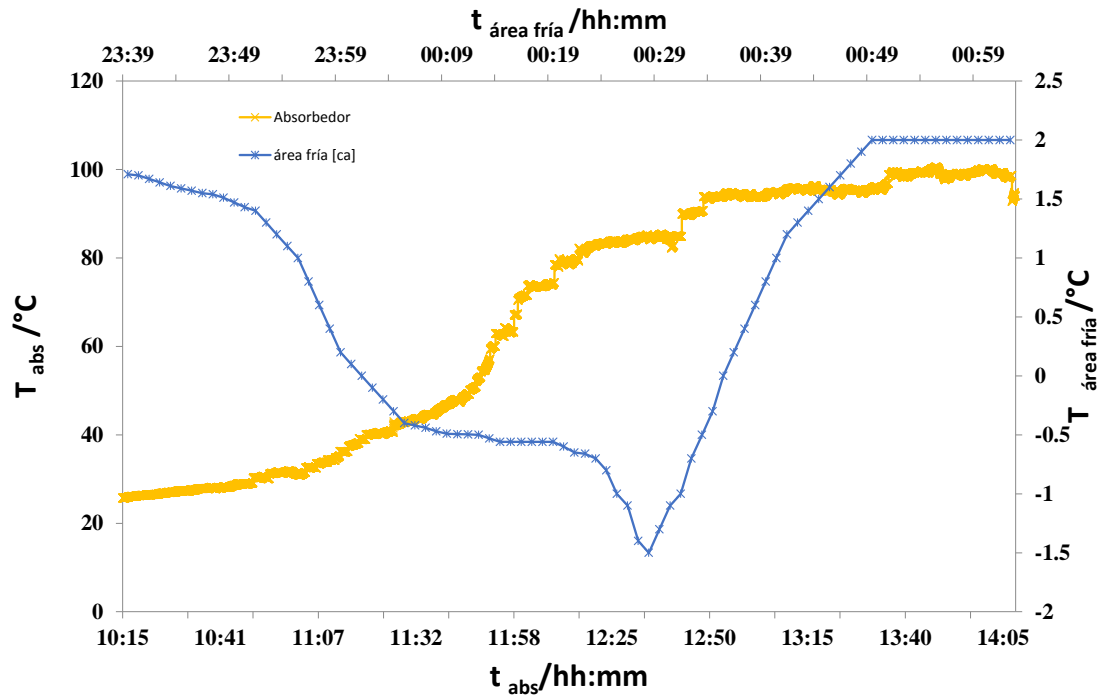


Figura 5.13 Variación de la temperatura del absorbedor respecto al día y variación de la temperatura del área fría respecto a la noche.

## REFERENCIAS

- [1] Yunfeng Wang, Ming Li, Wenping Du, Xu Ji y Lin Xu(2018). *Experimental investigation of a solar-powered adsorption refrigeration system with the enhancing desorption*. p.253–261. Energy Conversion and Management.Elsevier.
- [2] Dellacasa, A (1987). Refrigerated transport by sea. International Journey Refrigeration.349-352.



# C onclusiones y trabajos futuros

El presente trabajo tuvo como objetivo el presentar un prototipo de un diseño compacto y sustentable de un refrigerador solar para aplicaciones en la pesca. Durante la elaboración del proyecto se observó que es posible alcanzar las condiciones de sustentabilidad propuestas, con materiales comerciales, económicos y sustentables, por lo que se observa el cumplimiento de la hipótesis.

Durante el análisis y revisión bibliográfica se determinó que las condiciones de enfriamiento ideales en la pesca son en un rango de 4 °C a -30°C de acuerdo con normas, por lo que la temperatura objetivo que se planteó para este prototipo fue de -5°.

La primera parte que se realizó para obtener el diseño fue analizar las propiedades de adsorción de diferentes materiales y compararlas con materiales comerciales. Se observó que empleando el método de linearización de Langmuir es posible determinar la capacidad de adsorción de diferentes materiales. En este sentido se observó que materiales sustentables como el carbón activado producto de la cáscara de Huaje tiene capacidad de adsorción muy similar al del carbón activado Meyer; esto sin necesidad de estar activado con la contaminación ambiental que este proceso de activación implica. Por lo que se decidió realizar las pruebas con los pares adsorbente adsorbato: Carbon activado Meyer-Metanol y Carbón natural de Huaje- Metanol.

Por otro lado, también se observó que el efecto de la capacidad de adsorción provoca la disminución de temperatura en el evaporador, debido a que la capacidad de adsorción determina la cantidad de fluido refrigerante que circulará por el sistema.

Una vez que se analizaron los pares adsorbente-adsorbato se procedió al dimensionamiento del concentrador solar, con el fin de alcanzar la cantidad de energía óptima en el absorbedor con el menor uso de material reflejante. En este sentido el dimensionamiento del concentrador CPC fue crucial no sólo para obtener la temperatura de evaporación del metanol, sino que también para aumentar y disminuir la velocidad de ebullición del adsorbato en el compresor térmico. Se aplicó el criterio de truncamiento de Rincón para determinar el tamaño del concentrador CPC y se observó que es posible ahorrar un 59% en el material reflejante sin sacrificar de manera considerable el rendimiento del concentrador.

El concentrador solar se probó en condiciones de Toluca y Cuernavaca Morelos, y se observó que las condiciones de operación óptimas para alcanzar la temperatura de ebullición del refrigerante son hora y media antes y después del medio día solar, se tenga al menos una irradiancia solar promedio de al menos  $900 \frac{W}{m^2}$ .

Durante el análisis térmico del sistema y la comparación con los resultados experimentales se observó que con el prototipo se alcanzó una temperatura de  $-1.5^{\circ}C$  mientras que la temperatura especificada en el diseño teórico de  $-5^{\circ}C$ , estas se pueden alcanzar con un diseño de un sistema de adsorción acoplado a un CPC con una razón de concentración 2,25 y un área de apertura de  $0,6591 m^2$ .

En cuanto al diseño compacto una conclusión importante que destacar es que se observó que los materiales empleados nylamid y aluminio fueron adecuados para evitar la transferencia de calor entre las zonas y permitir que esta no afectara de manera significativa en el desempeño del equipo.

Además, con las condiciones experimentales ya establecidas fue posible emplear el sistema para determinar la temperatura en el evaporador de las dos muestras reales. En este sentido

es importante mencionar que en el análisis experimental se observó que con una temperatura del absorbedor arriba de 90°C es posible obtener las condiciones que permitan el enfriamiento en el evaporador, empleando carbón activado Meyer.

Los resultados de las pruebas se compararon con los del prototipo de Wang et. al., y se observa que el comportamiento del diseño propuesto en el presente trabajo es muy similar al del sistema al que se hace referencia.

Asimismo, se compararon los resultados de la temperatura mínima obtenida empleando carbón de cáscara de huaje y carbón activado y se observa que el comportamiento es muy similar, esto es muy alentador ya que indica que se puede aplicar un material adsorbente más sustentable y amigable con el ambiente.

Finalmente se realizó un análisis cualitativo de las diferencias existentes entre el prototipo de Wang. et. al. y el propuesto en este trabajo y se observó que el prototipo propuesto presenta mejores condiciones de sustentabilidad y es más económico, aunque alcanza un COP menor.

Por otro lado, es importante mencionar que se obtienen valores en los parámetros de diseño que se pudieron verificar en la puesta en marcha del proyecto. La mayor ventaja que se tienen con este tipo de sistemas es la manipulación, regeneración de la superficie y el relativo bajo costo del proyecto.

Para trabajos futuros, se propone analizar el comportamiento del prototipo propuesto con fluidos refrigerantes HCFC, para comparar temperaturas alcanzadas en sistemas convencionales vs el presente prototipo.

Se planea que una vez comparado el funcionamiento se utilice como refrigerante biogás proveniente de desechos orgánicos para aumentar la sustentabilidad en el refrigerante que se utiliza actualmente ya que como se mencionó en capítulos anteriores el metanol es medianamente tóxico para la salud humana.

Asimismo, se considera importante realizar un análisis de transferencia de calor mas exhaustivo para evaluar de manera precisa el efecto de la transferencia de calor en el desempeño del sistema y tomar decisiones en cuanto a los materiales a emplear, así como el espacio entre los cilindros en el diseño.

Por otro lado, se considera importante realizar análisis de escalamiento para determinar la cantidad de adsorbente y adsorbato que se requerirían para equipo más grande, de 1 a 5 kg esto permitirá llegar a un diseño óptimo y con más posibilidades de comercialización.

# ALCANCE DEL TRABAJO

El trabajo desarrollado durante este proyecto de tesis permitió construir un prototipo de un refrigerador solar que usa un concentrador solar tipo CPC y funciona mediante adsorción, en el prototipo se pueden colocar diferentes tipos de pares adsorbentes- adsorbatos para analizar su capacidad de enfriamiento en función de radiación solar. Derivado de los resultados y las perspectivas del proyecto, es evidente que el proyecto tiene un alcance muy importante dado la aplicación. Sin embargo, en la variación de temperatura en el absorbedor se recomienda profundizar en el estudio y realizar un estudio experimental a diferentes valores de temperatura y corroborar el efecto de ésta en la ebullición del adsorbente. Otro estudio muy importante del refrigerador solar por adsorción es aplicarlo a diversos fluidos refrigerantes para así evaluar el comportamiento de enfriamiento.

Así mismo, dado que el refrigerante 134a es eficiente para la generación de frío, se propone la validación del prototipo con dicho refrigerante para demostrar un alto grado de confianza en las temperaturas y en la compactación del prototipo propuesto.

Como se puede ver, el proyecto tiene un gran alcance con metas muy claras por cumplir y objetivos por desarrollar. El presente trabajo sienta las bases para establecer una ruta crítica, plantear su metodología adecuada y lograr resultados de vanguardia en cuanto a las aplicaciones de la refrigeración solar por adsorción.

# ANEXO A

## *Capacidad de adsorción*

*A.1 Técnica de azul de Metileno para obtención de absorción en equipo UV-VIS*

*A.2 Linearización Langmuir para obtención de capacidad de adsorción*

## A.1 Técnica de azul de Metileno para obtención de absorción en equipo UV-VIS

La técnica de azul de metileno sirve para determinar el valor de absorción de un material adsorbente mediante un espectrómetro UV-VIS. La prueba de azul de metileno (AM) es utilizada en la industria de adsorbentes para estimar la capacidad de adsorción, en presencia de agua. Esta prueba se basa en cuantificar la capacidad de sorción del adsorbente midiendo la cantidad de AM necesario para cubrir su superficie total (interna y externa). El azul de metileno en polvo, que se comporta como un colorante catiónico al mezclarse con agua y es identificado con la fórmula empírica  $C_{16}H_{18}N_3SCl$ . La técnica de la prueba se basa en el principio de adsorción física de las moléculas de AM en la superficie del adsorbente.

La capacidad de sorción de cada adsorbente depende de su naturaleza, aunque dicha capacidad aumenta en función de la superficie específica. Esta prueba se relaciona con la capacidad del adsorbente de sorber algún líquido. Basados en este principio se han desarrollado distintas técnicas de prueba usando AM, siendo la más utilizada, por su simplicidad y efectividad, la prueba con papel filtro. En México, esta técnica está establecida por la Recomendación AMAAC 05/2008, basada en la norma M-MMP-4-04-014/09 de la Secretaría de Comunicaciones y Transportes. Dicha técnica consiste en disolver AM en agua desionizada con concentración conocida y colocar la solución en tubos de ensayo con tapa; así mismo se pesa y adiciona una masa conocida de adsorbente, se mantiene en agitación. Una vez que se finaliza la agitación se filtra la solución y se coloca en la cubeta del Espectrometro UV-VIS para obtener el el espectro. Este método indica el valor de absorción de la solución que estuvo en contacto con el adsorbente.

El procedimiento para determinar la absorción para una solución que ha estado en contacto con material adsorbente en un equipo UV- VIS.

1. Se pesan 4 mg de carbón dentro de un tubo de ensayo en la balanza analítica para cada concentración a analizar, posteriormente en cada uno de los tubos se micropipetea las cantidades de agua y azul de metileno respectivo a cada concentración mencionada para colocar un volumen 10 ml en cada una.

2. En el agitador mecánico a 450 rpm se colocan los 10 tubos de ensayo con tapa durante 4 horas.
3. Se dejan en reposo durante 15 minutos.
4. Se filtra la solución en papel filtro de 10 micras.
5. La solución filtrada se analiza en el UV-VIS en un rango de 190 a 1000 nm.

## A.2 Linearización Langmuir para obtención de capacidad de adsorción

Con la obtención de la curva de calibración y a su vez la ecuación de linearización, se verifica que la concentración planeada es realmente la que se tiene. Mediante la ecuación de linearización obtenida de la forma mostrada en la ecuación a2.

$$y=mx+b \quad (a2)$$

Se interpreta que la ecuación a2 es lo mismo a la ecuación a3.

$$\text{Abs}=m*(\text{Concentración})+b \quad (a3)$$

Por lo tanto con las absorbancias obtenidas en el UV-VIS para la obtención de la curva de calibración, se pueden conocer las concentraciones reales, las cuales son denominadas como concentraciones iniciales  $C_i \left(\frac{mg}{L}\right)$ .

Una vez que se ha llevado a cabo el procedimiento de azul de metileno y se ha dejado en contacto al adsorbente con el azul de metileno se determina mediante el UV- VIS la absorbancia final a su vez con ayuda de la ecuación linearizada se conocen las concentraciones finales  $C_f \left(\frac{mg}{L}\right)$ . Es decir se determina la concentración antes y después de estar en contacto la solución con el adsorbente y así poder conocer la disminución de concentración mediante ecuación a4.

$$C_i- C_f \left(\frac{mg}{L}\right) \quad (a4)$$

Posteriormente se determina el valor de la concentración de equilibrio, la cual se muestra en la ecuación a5.

$$q_e = \frac{(C_i-C_f)V}{m} \quad \left(\frac{mg}{g}\right) \quad (a5)$$



Donde:

$q_e$ : Cantidad de azul de metileno adsorbido sobre adsorbente en equilibrio ( $\frac{mg}{g}$ )

$C_i$ : Concentración inicial ( $\frac{mg}{L}$ )

$C_f$ : Concentración final ( $\frac{mg}{L}$ )

$V$ : Volumen (L)

$m$ : Masa de adsorbente (g)

El porcentaje de remoción se obtiene mediante la ecuación a6.

$$\%REM = \frac{C_i - C_f}{C_i} \quad (a6)$$

El análisis de la operación de adsorción se realiza basándose en las relaciones de equilibrio. Las relaciones de equilibrio se presentan como isotermas de adsorción, las cuales se obtienen graficando en las abcisas la concentración de soluto en la solución y en las ordenadas la concentración de soluto en la superficie del adsorbente.

En los procesos de adsorción, en el presente proyecto se analizaron las pruebas para dos tipos de isotermas o relaciones de equilibrio: la isoterma de Langmuir y la de Freundlich.

La adsorción por afinidad generalmente presenta isotermas tipo Langmuir. Las isotermas tipo Freundlich normalmente se presentan en sistemas de adsorción por intercambio.

A la concentración final  $C_f$  también se le denomina  $C_e$ , para la isoterma tipo Langmuir se gráfica en las abcisas  $C_e$  ( $\frac{mg}{L}$ ) y en las ordenadas  $\frac{C_e}{q_e}$  ( $\frac{mg}{g}$ ) y se lineariza obteniendo una ecuación de la forma  $y = mx + b$ ; lo cual es equivalente a  $\frac{1}{q_e} = \left[ \left( \frac{1}{C_e} \right) \left( \frac{1}{q_m * K_L} \right) \right] + \left( \frac{1}{q_m} \right)$ ; por lo tanto  $q_m = \frac{1}{b}$  y  $K_L = \frac{1}{m * q_m}$ ; donde  $q_m$  y  $K_L$  son las constantes relacionadas con la capacidad de adsorción y velocidad de adsorción, respectivamente.

En la figura A2 se muestra una gráfica de la isoterma de Langmuir para carbón vegetal proveniente de cáscara de huaje. Donde se obtiene un valor de  $\frac{1}{q_m} = 0,0017$  y un valor de

$\frac{1}{q_m \cdot K_L} = 0,0384$ ; por lo tanto  $q_m \approx 588,235 \frac{mg}{g}$  y  $K_L \approx 4,43 \times 10^{-2}$ , es decir  $q_m \approx 0,5882 \frac{g}{g}$  por lo tanto el carbón proveniente de cáscara de huaje puede adsorber 58,82% de su propio peso.

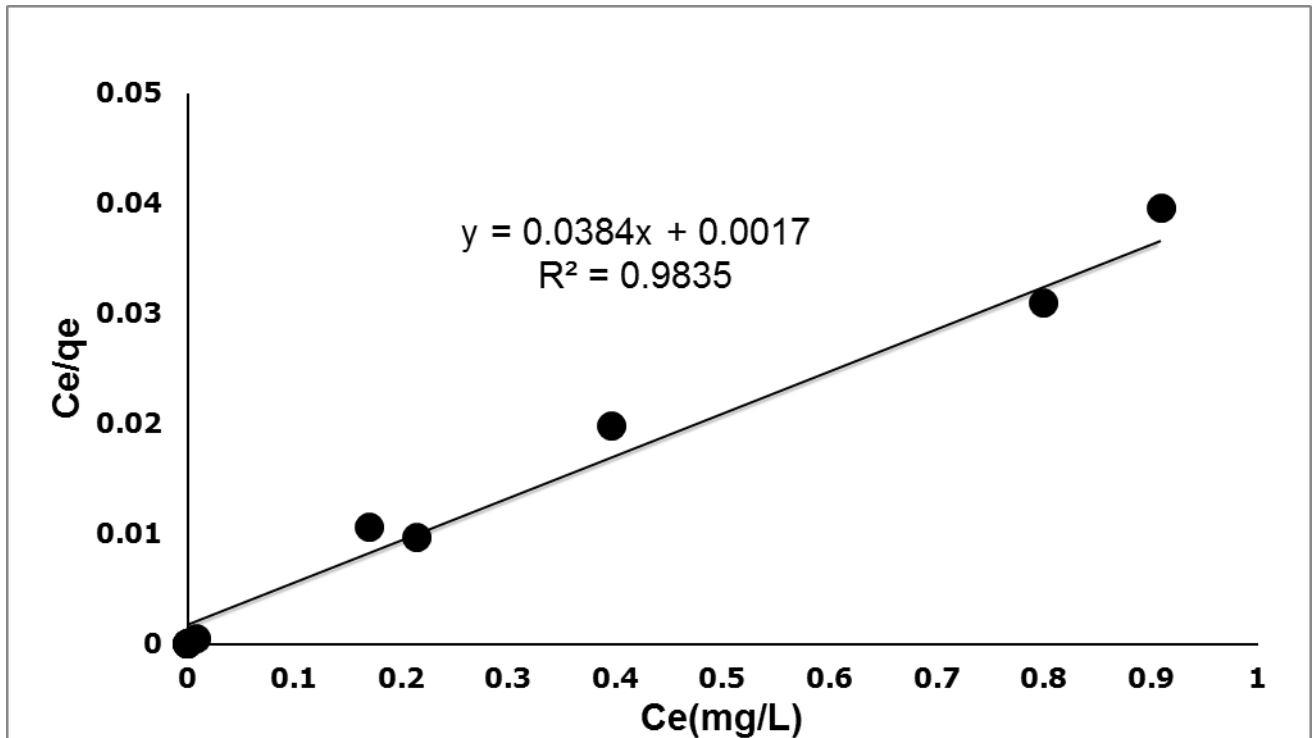


Figura A2. Isoterma de Langmuir para carbón vegetal proveniente de cáscara de huaje.

Para poder graficar una isoterma de Freundlich es necesario graficar  $\text{Log } C_e$  vs  $\text{Log } \frac{C_e}{q_e}$ , la cual también se lineariza llegando a una ecuación del tipo  $y=mx+b$ , la cual es análoga a la ecuación  $\text{Log } q_e = \frac{1}{n} (\text{Log } q_e) + \text{Log } K_F$ , donde  $n$  y  $K_F$  son la constante y capacidad de adsorción respectivamente.

La forma de seleccionar si el adsorbente se comporta de acuerdo con la isoterma de Langmuir o Freundlich es de acuerdo a seleccionar el mayor de los valores de  $R^2$ , por ejemplo en el caso del carbón de la cáscara de huaje mediante el comportamiento de Langmuir se obtiene un valor de  $R^2$  de 0,9835, mientras que por el comportamiento de

Freundlich se obtiene un valor de  $R^2$  de 0,0111; ya que la  $R^2$  de Langmuir  $\gg$   $R^2$  de Freundlich, se considera que este tipo de carbón tiene un comportamiento tipo Langmuir.

## REFERENCIAS

- [1] Liliana Giraldo, Vanessa García y Juan Carlos Moreno (2007). *Superficial Characterization in Gas and Liquid Phase of Activated Carbons*. Bogotá Colombia.
  
- [2] Adarsh S. Bhatt, Praful L. Sakaria, Manu Vasudevan, Radheshyam R. Pawar, N. Sudheesh, Hari C. Bajaj and Haresh M. Mody (2012). *Adsorption of an anionic dye from aqueous medium by organoclays: equilibrium modeling, kinetic and thermodynamic exploration*. 8663–8671. RSC Advances.