



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

---

Programa de Maestría y Doctorado en  
Ingeniería

**Centro de Investigación en Energía**

***SIMULACIÓN, DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN  
REFRIGERADOR SOLAR INTERMITENTE USANDO  
UN CPC COMO GENERADOR-ABSORBEDOR***

**T E S I S**

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

**DOCTOR EN INGENIERÍA  
ENERGÍA SOLAR FOTOTÉRMICA**

Presenta:

**Carlos Octavio Rivera Blanco**

Tutor:

**Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco**

2006





Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

*Hijo mío, si recibieras mis palabras, y mis mandamientos guardares dentro de tí, haciendo estar atento tu oído a la sabiduría; si inclinares tu corazón a la prudencia, si clamares a la inteligencia, y a la prudencia dieres tu voz; si como a la plata la buscares, y la escudriñares como a tesoros, entonces entenderás el temor de Jehová, y hallarás el conocimiento de Dios. Porque Jehová da la sabiduría y de su boca viene el conocimiento y la inteligencia.*

*Salmo 2:1-7*

*A Dios:*

*Por permitirme realizar esta etapa de mi formación profesional.  
A Él sea la Honra y el Honor*

*A mi amada esposa: Margarita*

*Gracias por todo el amor y el apoyo que me has brindado siempre y en todas las circunstancias*

*A mis hijos: Claudia, Margarita, Juan Carlos y sus familias  
A mi hijo Daniel*

*Los amo profundamente*

*In Memoriam de mis padres: Felipita y Lorenzo*

*Ellos me inculcaron el deseo de superación*

*A mi Director de tesis:  
Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco*

*Al Honorable Jurado:  
Dr. Roberto Best y Brown  
Dr. Jaime Cervantes de Gortari  
Dr. Javier Siqueiros Alatorre  
Dr. Christopher Heard Wade  
Dr. Camilo Arancibia Bulnes  
Dr. Octavio García Valladares*

- *Al Centro de Investigación en Energía de la UNAM por permitirme realizar éste Doctorado en sus instalaciones.*
- *A la Universidad Veracruzana por su apoyo para realizar éste proyecto.*
- *Al Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco por el tiempo dedicado a la asesoría y dirección de éste proyecto.*
- *A los Doctores Roberto Best y Brown, Isaac Pilatowsky Figueroa, Octavio García Valladares, Camilo Arancibia Bulnes, Claudio Estrada Gasca y Nicolás Velásquez Limón por sus valiosas aportaciones a éste trabajo.*
- *Un especial agradecimiento al Dr. Jorge Isaac Hernández Gutiérrez por sus invaluable consejos y aportaciones.*
- *También en forma especial deseo agradecer todo el apoyo que me brindó incondicionalmente el Maestro Victor Hugo Gómez Espinoza.*
- *A mi sobrino Eduardo García Rivera quién colaboró en éste proyecto lo que lo impulsó a iniciar sus estudios de Doctorado, demostrando su profesionalismo y dedicación.*
- *A los compañeros del Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor: Naghelli Ortega Ávila, José Vidal, César García Arellano, Adrián Vidal Santo, Alejandro Ordaz Flores y Ubaldo Jerónimo Carrera.*
- *Al compañero Elías González Mosqueda por su valiosa aportación al proyecto.*
- *Al estudiante Francisco Martínez quien ha colaborado y continuará la siguiente etapa del proyecto.*
- *Al estudiante de Francia, Pierre Esmenjaud quién colaboró en la parte experimental durante su estancia en México.*
- *Un agradecimiento muy especial al Maestro Jorge Alberto Andaverde Arredondo por su amistad, apoyo incondicional y valiosos consejos profesionales, siempre estaré en deuda contigo.*
- *A los compañeros del CIE: Dr. Jorge Ovidio Aguilar Aguilar, Dra. Yamilet Rodríguez Lascano por su apoyo incondicional. Gracias.*
- *A investigadores, técnicos académicos, estudiantes y personal del CIE de quienes siempre recibí atenciones.*



## **ÍNDICE**

Índice.....	i
Nomenclatura.....	v

### **1 Introducción**

1.1 Introducción.....	1
1.2 Antecedentes.....	1
1.3 La energía: problema fundamental de la humanidad.....	4
1.4 Transformaciones energéticas.....	7
1.5 El camino energético suave o camino del sol.....	8
1.6 Sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor.....	10
1.6.1 El ciclo invertido de Carnot.....	11
1.6.2 El ciclo real de compresión de vapor.....	13
1.7 Sistemas de refrigeración por absorción.....	15
1.7.1 Sistemas continuos de refrigeración por absorción.....	16
1.7.2 Sistemas intermitentes de refrigeración por absorción.....	17
1.8 Justificación del proyecto.....	20
1.9 Objetivos del proyecto y actividades.....	20
1.9.1 Objetivo general.....	20
1.9.2 Objetivos específicos.....	21
1.9.3 Actividades a realizar.....	21

### **2 Revisión bibliográfica**

2.1 Introducción.....	23
2.2 Sistemas solares de refrigeración por absorción.....	23
2.3 Sistemas solares de refrigeración por adsorción.....	38
2.4 Revisión bibliográfica referente al CPC.....	40
2.5 Acerca de las superficies selectivas.....	50

### **3 Caracterización del sistema**

3.1	Introducción.....	53
3.2	Posición solar y sombreado.....	53
3.3	Análisis de la radiación solar.....	56
3.4	Análisis del CPC.....	59
3.4.1	Truncamiento del CPC.....	59
3.4.2	Simulación del sistema de concentración solar por el método del trazado de rayos.....	63
3.5	Definición y características del sistema.....	66
3.6	Modelación matemática.....	68
3.7	Simulación y análisis de sensibilidad.....	71
3.8	Dimensionamiento del condensador.....	95
3.9	Dimensionamiento del evaporador.....	97

### **4 Descripción del equipo experimental de laboratorio**

4.1	Introducción.....	99
4.2	Descripción del equipo.....	99
4.2.1	Reactor termoquímico.....	101
4.2.2	Condensador.....	102
4.2.3	Tanque de condensado.....	103
4.2.4	Válvula de expansión.....	103
4.2.5	Evaporador.....	105
4.2.6	Equipos auxiliares.....	106
4.2.7	Subsistema de suministro de refrigerante.....	107
4.2.8	Subsistema de calentamiento.....	107
4.2.9	Subsistema de enfriamiento.....	110
4.2.10	Subsistema de vacío.....	111
4.2.11	Tubería, válvulas y conexiones.....	115
4.2.12	Instrumentación y control.....	115
4.2.12.1	Calibración de termopares y termistores de temperatura.....	116
4.2.12.2	Calibración de los transductores de presión.....	118
4.3	Rutina experimental para la carga inicial del equipo.....	120
4.3.1	Rutina de carga del sistema cloruro de bario-amoniaco.....	121

4.3.2	<i>Rutina de carga del sistema nitrato de litio-amoniaco.....</i>	122
4.4	<i>Rutina de procedimiento de arranque y paro del sistema.....</i>	124
4.4.1	<i>Rutina de arranque y paro del sistema cloruro de bario-amoniaco.....</i>	124
4.4.2	<i>Rutina de arranque y paro del sistema nitrato de litio-amoniaco.....</i>	126
<b>5</b>	<b><i>Evaluación experimental de los sistemas BaCl<sub>2</sub>-NH<sub>3</sub> y LiNO<sub>3</sub>-NH<sub>3</sub></i></b>	
5.1	<i>Introducción.....</i>	129
5.2	<i>Sistema termoquímico cloruro de bario-amoniaco.....</i>	130
5.3	<i>Pruebas experimentales con el sistema cloruro de bario-amoniaco.....</i>	133
5.4	<i>Análisis de los resultados obtenidos</i>	
	<i>con el par de trabajo cloruro de bario-amoniaco.....</i>	134
5.5	<i>Pruebas experimentales con el sistema nitrato de litio-amoniaco.....</i>	141
5.6	<i>Análisis e los resultados obtenidos</i>	
	<i>con la solución nitrato de litio-amoniaco.....</i>	142
5.7	<i>Conclusiones del capítulo.....</i>	148
<b>6</b>	<b><i>Diseño, puesta a punto y evaluación del sistema de refrigeración solar</i></b>	
6.1	<i>Introducción.....</i>	151
6.2	<i>Diseño mecánico del generador-absorbedor.....</i>	152
6.3	<i>Diseño del CPC.....</i>	154
6.3.1	<i>Estructura, soportes y carro del CPC.....</i>	155
6.4	<i>Diseño del condensador.....</i>	160
6.5	<i>Diseño del evaporador.....</i>	162
6.6	<i>Selección de la válvula de expansión.....</i>	164
6.7	<i>Tubería, válvulas y conexiones.....</i>	164
6.8	<i>Ensamble de todo el sistema.....</i>	165
6.9	<i>Instrumentación y control.....</i>	167
6.9.1	<i>Instrumentos para medir la temperatura.....</i>	168
6.9.2	<i>Instrumentos para medir la presión.....</i>	169
6.9.3	<i>Medida de la radiación solar.....</i>	169
6.9.4	<i>Sistema de adquisición de datos.....</i>	170
6.9.4.1	<i>Programa de adquisición de datos.....</i>	170

6.9.4.2	<i>Equipo de adquisición, tarjetas de control y conexiones.....</i>	<i>170</i>
6.10	<i>Puesta a punto del sistema solar.....</i>	<i>171</i>
6.10.1	<i>Prueba de fugas y vacío del sistema.....</i>	<i>171</i>
6.10.2	<i>Orientación e inclinación del CPC.....</i>	<i>172</i>
6.10.3	<i>Prueba de operación del sistema sin carga.....</i>	<i>175</i>
6.11	<i>Carga del sistema.....</i>	<i>176</i>
6.11.1	<i>Proceso de deshidratación del nitrato de litio.....</i>	<i>177</i>
6.11.2	<i>Preparación de la solución.....</i>	<i>178</i>
6.11.3	<i>Carga de la solución.....</i>	<i>180</i>
6.12	<i>Operación, arranque y paro del sistema.....</i>	<i>181</i>
6.13	<i>Evaluación experimental del sistema solar.....</i>	<i>183</i>
6.13.1	<i>Resultados de los procesos de generación y condensación.....</i>	<i>184</i>
6.13.2	<i>Resultados de los procesos de evaporación y absorción.....</i>	<i>189</i>
6.14	<i>Eficiencia del CPC y del sistema de refrigeración.....</i>	<i>198</i>
6.15	<i>Costo del equipo.....</i>	<i>200</i>
6.15.1	<i>Costo del equipo solar.....</i>	<i>200</i>
6.15.2	<i>Costo de los equipos auxiliares e instrumentación.....</i>	<i>201</i>
<b>7 Conclusiones y recomendaciones</b>		
7.1	<i>Conclusiones.....</i>	<i>203</i>
7.2	<i>Recomendaciones.....</i>	<i>205</i>
7.2.1	<i>Recomendaciones sobre el equipo experimental de laboratorio.....</i>	<i>205</i>
7.2.2	<i>Recomendaciones sobre el sistema de refrigeración solar.....</i>	<i>205</i>
	<i>Bibliografía.....</i>	<i>208</i>

## **NOMENCLATURA**

$A_a$	Área de apertura de la cubierta ( $m^2$ )
$A_r$	Área del receptor ( $m^2$ )
$COP$	Coefficiente de operación (adimensional)
$C_p$	Calor específico ( $kJ/kg\ ^\circ C$ )
$CR$	Relación de concentración solar (adimensional)
$CR'$	Truncamiento (adimensional)
$C_V$	Coefficiente de flujo (adimensional)
$D$	Diámetro (m)
$D_e$	Diámetro exterior (m)
$D_i$	Diámetro interior (m)
$g$	Constante de gravitación universal ( $9.81\ m/s^2$ )
$G_f$	Gravedad específica (adimensional)
$h$	Hora del día
$h_{c,e}$	Coefficiente convectivo entre la cubierta y el medio ambiente ( $W/m^2\ K$ )
$h_{c,ra}$	Coefficiente convectivo entre el receptor y la cubierta ( $W/m^2\ K$ )
$h_a$	Entalpía del amoniaco ( $kJ/kg$ )
$h_{gNH_3}$	Entalpía del vapor de amoniaco ( $kJ/kg$ )
$h_{sol}$	Entalpía de la solución ( $kJ/kg$ )
$i$	Ángulo de incidencia de los rayos solares (grados)
$I_{b,c}$	Radiación solar directa que incide sobre el plano del colector ( $W/m^2$ )
$I_{d,c}$	Radiación solar difusa que incide sobre el plano del colector ( $W/m^2$ )
$I_b$	Radiación solar directa ( $W/m^2$ )
$I_d$	Radiación solar difusa ( $W/m^2$ )
$I_g$	Radiación solar global ( $W/m^2$ )
$k$	Conductividad térmica ( $W/m\ K$ )
$L$	Longitud del receptor (m)
$m$	Masa (kg)
$Mtoe$	Mega tonelada equivalente de petróleo = $41.868\ GJ = 10^7\ kcal$
$m_v$	Flujo de vapor ( $kg/h$ )
$m_{vap}$	Masa de vapor (kg)
$m_{vapT}$	Masa de vapor total de amoniaco (kg)
$n$	Número de reflexiones promedio de los rayos solares sobre el CPC

$N_1$	Constante para unidades (14.42 si $\Delta P$ en bar)
$Nu_D$	Número de Nusselt local en un tubo (adimensional)
$P_1$	Presión a la entrada de la válvula de expansión (Pa, bar)
$P_2$	Presión a la salida de la válvula de expansión (Pa, bar)
$P_{AB}$	Presión de absorción (Pa, bar)
$P_{CO}$	Presión de condensación (Pa, bar)
$P_{EV}$	Presión de evaporación (Pa, bar)
$P_{GE}$	Presión de generación (Pa, bar)
$PM$	Peso molecular (kg/kg mol)
$P_{NH3}$	Presión de amoníaco (Pa, bar)
$P_r$	Número de Prandtl (adimensional)
$P_S$	Presión de equilibrio de la solución (Pa, bar)
$Q_{AB}$	Calor de absorción (kJ)
$q_{b,a}$	Radiación solar difusa absorbida por la cubierta de vidrio ( $W/m^2$ )
$q_{b,r}$	Radiación solar directa absorbida por el receptor ( $W/m^2$ )
$q_{c,ra}$	Intercambio convectivo entre el receptor y la cubierta ( $W/m^2$ )
$q_{ce}$	Pérdidas convectivas al medio ambiente ( $W/m^2$ )
$Q_{CO}$	Calor de condensación (kJ)
$q_{d,a}$	Radiación solar difusa absorbida por la cubierta ( $W/m^2$ )
$q_{d,r}$	Radiación solar difusa absorbida por el receptor ( $W/m^2$ )
$Q_{DE}$	Calor de desorción (kJ)
$Q_{EV}$	Calor de evaporación (kJ)
$q_{ir}$	Intercambio radiativo entre el receptor y la cubierta ( $W/m^2$ )
$q_{sky}$	Intercambio radiativo entre la cubierta y el medio ambiente ( $W/m^2$ )
$q_u$	Calor útil ( $W/m^2$ )
$R_a$	Número de Rayleigh (adimensional)
$T_a$	Temperatura de la cubierta ( $^{\circ}C$ , K)
$T_{AB}$	Temperatura de absorción ( $^{\circ}C$ , K)
$T_{amb}$	Temperatura ambiente ( $^{\circ}C$ , K)
$T_{CO}$	Temperatura de condensación ( $^{\circ}C$ , K)
$T_D$	Temperatura de desorción ( $^{\circ}C$ , K)
$T_e$	Temperatura ambiente ( $^{\circ}C$ , K)

$T_{EV}$	Temperatura de evaporación (°C, K)
$T_{FL}$	Temperatura del fluido (°C, K)
$T_{GE}$	Temperatura de generación (°C, K)
$T_{GEN}$	Temperatura del generador (°C, K)
$T_{HS}$	Temperatura de la fuente de calor (°C, K)
$T_{INTEV}$	Temperatura interior del evaporador (°C, K)
$T_r$	Temperatura del receptor (°C, K)
$T_s$	Temperatura de la superficie (°C, K)
$T_{sat}$	Temperatura de saturación (°C, K)
$T_{sky}$	Temperatura del cielo ( en función de la temperatura ambiente) (°C, K)
$T_{WA}$	Temperatura del agua (°C, K)
$X$	Concentración (adimensional)
$X_g$	Calidad (adimensional)

### **SÍMBOLOS GRIEGOS**

$\alpha$	Difusividad térmica (m <sup>2</sup> /s)
$\alpha_a$	Absortancia de la cubierta debida a la radiación directa (adimensional)
$\alpha_{a,dif}$	Absortancia de la cubierta debida a la radiación difusa (adimensional)
$\alpha_r$	Absortancia del receptor (adimensional)
$\alpha_s$	Ángulo de altitud solar (grados)
$\beta$	Ángulo entre el plano de la superficie y el plano horizontal (grados)
$\beta$	Coefficiente de expansión volumétrica (K <sup>-1</sup> )
$\gamma$	Ángulo azimut de superficie (grados)
$\gamma_s$	Ángulo solar azimut (grados)
$\delta$	Declinación solar (grados)
$\Delta H$	Diferencia de entalpías (kJ/kg)
$\Delta P$	Caída de presión (Pa, bar)
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas entre el receptor y la cubierta (°C, K)
$\Delta T_{CON}$	Diferencia de temperaturas entr la de condensación y la ambiente (°C, K)
$\epsilon_a$	Emitancia de la cubierta (adimensional)

$\epsilon_{air}$	Emitancia del receptor debida al intercambio radiativo (adimensional)
$\epsilon_{eff}$	Emitancia total en función de $\epsilon_r$ y de $\epsilon_a$ (adimensional)
$\epsilon_r$	Emitancia del receptor (adimensional)
$\eta$	Eficiencia (adimensional)
$\theta_{max}$	Ángulo máximo de aceptación (grados)
$\theta_z$	Ángulo zenith (grados)
$\mu$	Factor de resistencia a la difusión de vapor de agua (adimensional)
$\nu$	Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)
$\rho_a$	Reflectancia de la cubierta (adimensional)
$\rho_m$	Reflectancia del espejo ó superficie del CPC (adimensional)
$\rho_r$	Reflectancia del receptor (adimensional)
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman (5.67 x 10 <sup>-8</sup> W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$\tau_a$	Transmitancia de la cubierta debida a la radiación directa (adimensional)
$\tau_{a,dif}$	Transmitancia de la cubierta debida a la radiación difusa (adimensional)
$\phi_{ext}$	Diámetro exterior (m)
$\phi_{int}$	Diámetro interior (m)
$\phi_{nom}$	Diámetro nominal (m)
$\omega$	Ángulo horario (grados)



# **SIMULACIÓN, DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR INTERMITENTE, USANDO UN CPC COMO GENERADOR-ABSORBEDOR**

## **RESUMEN**

En muchos países los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire demandan un gran consumo y servicio de energía eléctrica. Además, en muchas regiones del mundo, la demanda de enfriamiento está creciendo debido básicamente al incremento tanto de las expectativas de bienestar como de las potencias de enfriamiento requeridas. Lo anterior se acentúa en aquellas regiones caracterizadas por un clima calido.

De manera convencional, la demanda de enfriamiento está siendo cubierta mediante el uso de sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor los cuales poseen ciertas desventajas como son:

- En su mayoría emplean refrigerantes que dañan el medio ambiente como es el caso de los fluorocarbonados los cuales dañan fuertemente la capa de ozono.
- Forzosamente utilizan energía eléctrica para su funcionamiento lo cual impide su utilización en zonas marginadas que carecen de fluido eléctrico en nuestro país y otras partes del mundo.
- No es posible adaptar estos equipos a sistemas de cogeneración para el aprovechamiento de calor residual ya que utilizan para su funcionamiento, energía de alta calidad.

La refrigeración y el acondicionamiento de aire han sido identificados como un campo interesante de la aplicación de la energía térmica solar desde hace algunos años. Durante los años sesentas y setentas, se han llevado a cabo trabajos de investigación y desarrollo, principalmente en los Estados Unidos de Norteamérica, Japón así como en algunos países europeos en menor escala.

Los sistemas de refrigeración por absorción intermitentes tienen la particularidad de poder utilizar un mismo dispositivo como generador y como absorbedor. En este caso se trata de aprovechar la energía térmica que genera el sol para lo cual se consideró utilizar un Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) como generador-absorbedor. Este tipo de concentradores, a diferencia de los parabólicos que concentran la energía en el foco de la parábola y por tanto requieren de seguimiento solar, tienen su curvatura formada por una parábola y una involuta en la parte inferior de tal manera que concentran la energía en el receptor que puede ser del tipo cilíndrico o plano principalmente, dicha geometría permite que los rayos incidentes en la superficie del CPC se reflejen alrededor de casi todo el receptor si éste es del tipo cilíndrico.

En este proyecto se propuso diseñar, construir y evaluar experimentalmente un sistema de refrigeración intermitente usando un CPC truncado con una relación de concentración de 3.3 para producir 8 kg de hielo por día. El sistema es intermitente porque consta de dos etapas: en la primera se llevan a cabo los procesos de generación y condensación y en la segunda los de evaporación y absorción. En la primera etapa se calienta una solución de nitrato de litio-amoniaco en donde la sal tiene la propiedad de absorber al amoniaco y mezclarse con éste, al llegar a un cierto rango de temperatura que fluctúa entre los 75°C y los 110°C, el amoniaco

se evapora liberándose de la solución, pasando de ahí al condensador donde pasa en forma pura a la fase líquida almacenándose en un tanque diseñado especialmente para tal fin. En la segunda etapa, el amoníaco líquido pasa a través de una válvula de expansión lo que permite una brusca disminución de la presión a la que se encontraba en el tanque y de ahí pasar al evaporador el cual se encuentra dentro de una cámara frigorífica donde absorbe el calor de sus alrededores, congelando el agua que se coloca previamente dentro de la cámara, en éste momento el refrigerante se encuentra en forma de vapor donde a través de la misma tubería es absorbido dentro de la solución completándose el ciclo.

En primer lugar se llevó a cabo una simulación del sistema de refrigeración, los resultados permitieron obtener una idea clara del comportamiento termodinámico del sistema.

Se llevó a cabo el diseño termodinámico de los componentes del sistema los cuales son: el CPC, el tanque de condensado, el condensador y el evaporador; además en el CPC se hizo un diseño óptico. De todos los componentes mencionados también se realizó el diseño mecánico para su posterior construcción.

Una tarea muy importante que se llevó a cabo fue la evaluación experimental previa en un equipo diseñado por Pilatowsky y montado en el Laboratorio de Refrigeración y bombas de Calor del CIE de dos pares de trabajo: el primero es un sólido-gas, cloruro de bario-amoniaco y el segundo, un líquido-gas, nitrato de litio-amoniaco. Dado que prácticamente se tuvo que volver a armar todo el equipo, ponerlo a punto y probar experimentalmente ambos pares de trabajo, la experiencia adquirida y los resultados experimentales obtenidos con el par líquido-gas fueron de gran ayuda para la construcción, armado y puesta a punto del sistema solar dado que se pudieron conocer experimentalmente sus condiciones de operación, aunque con la simulación ya se tenía una idea de esto.

El equipo solar ya armado y a plena carga fue probado a una concentración de 46% de amoníaco cumpliendo con las expectativas de producir hielo aunque no la cantidad que se esperaba, ya que solo se produjeron 1.8 kg de hielo en las mejores condiciones de trabajo. Aun así y debido a su importancia, el proyecto en una siguiente etapa continuará, optimizando todos los detalles termodinámicos y de construcción que se detectaron. Además se construirá otro equipo similar para probarlo en condiciones climáticas más severas como son las de un clima cálido-húmedo, esto se llevará a cabo en las instalaciones de la Universidad Veracruzana campus Coatzacoalcos donde imperan estas condiciones climáticas. Se espera que a mediano plazo, el sistema pueda ser de interés entre los industriales para su producción en serie y que esto pueda colaborar a mejorar la calidad de vida de la gente que no cuenta con este importante recurso como es la refrigeración.

# **CAPÍTULO 1**

## **INTRODUCCIÓN**

### **1.1 Introducción**

Se presentan los antecedentes de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado así como la justificación de éste trabajo, mencionando los principales aspectos que influyeron para la realización del mismo. Asimismo, se da un panorama de la situación energética mundial haciendo énfasis en México y se hace una reflexión acerca de las transformaciones energéticas. Se muestra un panorama general de las ventajas que representaría adoptar el camino energético basado en el sol como fuente principal de alimentación energética. Se hace una breve descripción de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor y una explicación general de los sistemas de refrigeración por absorción haciendo énfasis en los sistemas intermitentes alimentados con energía solar. En la parte final se dan a conocer los objetivos y actividades de éste proyecto.

### **1.2 Antecedentes**

En muchos países, los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire demandan un gran consumo y servicio de energía eléctrica. Además, en muchas regiones del mundo la demanda de sistemas de enfriamiento está creciendo debido básicamente al incremento tanto de las expectativas de bienestar como de las potencias de enfriamiento. Lo anterior se acentúa en aquellas regiones caracterizadas por clima cálido y cálido-húmedo.

La refrigeración y el acondicionamiento de aire han sido identificados como un campo interesante de la aplicación de la energía térmica solar desde hace varios años. Durante los años sesentas y setentas se llevaron a cabo una gran cantidad de trabajos de investigación y desarrollo en ésta área, principalmente en los Estados Unidos de Norteamérica y en el Japón, así como en algunos países europeos.

Una revisión sobre estos aspectos se desarrolló por A. Bankston en 1993. En este estudio, se reportan los distintos progresos tecnológicos, particularmente en el campo de la tecnología de enfriamiento por absorción. También la tecnología de enfriamiento con desecantes se estimuló debido a las actividades de investigación y desarrollo. Sin embargo, el enfriamiento solar ha tenido dificultades en lo referente a su introducción en el mercado, donde podría no competir con los sistemas convencionales en términos de costos totales y además, cabe mencionar que el mercado solar no ha sido aun bien desarrollado, especialmente en nuestro país.

Algunos argumentos propuestos por H. Henning y Carsten en 1999, esgrimen nuevas consideraciones para el desarrollo de sistemas solares de enfriamiento, tales como:

- **Aspectos ambientales.** La emisión de CO<sub>2</sub>, que es el principal causante del efecto invernadero, ha sido el principal objeto de discusión de las tecnologías más apropiadas y penalizaciones en muchos países. Paralelamente, se trabaja sobre la sustitución de los refrigerantes clásicos (CFC y HCFC) por nuevos refrigerantes “ambientalmente amigables”, como el agua y el amoniaco, que eviten la destrucción de la capa de ozono. Este esfuerzo va creciendo en países que cuentan con una buena política ambiental, tales como los 110 que a la fecha han ratificado el Protocolo de Kyoto, firmado en 1997, cuyo objetivo es reducir en promedio, un 5.2% las emisiones de gases de efecto invernadero para el año 2012 en relación a los niveles de 1990. La Unión Europea aceptó reducirlos un 8%, los Estados Unidos de Norteamérica, 7% y Japón, 6%; sin embargo algunos vieron la posibilidad de incrementarlas, como sucedió con Australia que contempló un incremento de un 8%. En la tabla 1.1 se muestran los principales gases que causan el efecto invernadero, su tiempo de vida y el porcentaje de contribución al calentamiento global del planeta, estos datos muestran que la principal contribución es del dióxido de carbono con un 54% seguido de los clorofluorocarbonos con un 21%.

Tabla 1.1 Gases causantes del efecto invernadero

GAS	FUENTE EMISORA	TIEMPO DE VIDA	CONTRIBUCIÓN AL CALENTAMIENTO %
Dióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )	Combustibles fósiles, deforestación, destrucción de suelos.	500 años	54
Clorofluorocarbonos (CFC 11,12)	Refrigeración, aire acondicionado, espumas plásticas.	65-110 años	21
Metano (CH <sub>4</sub> )	Ganado, biomasa, arrozales, escapes de gasolina, minería	7-10 años	12
Ozono (O <sub>3</sub> ) y otros	Fotoquímicos, automóviles, etc.	horas-días	8
Óxido nitroso (N <sub>2</sub> O)	Combustibles fósiles, cultivos, deforestación	140-190 años	6

- Aspectos de la industria solar.** La industria de colectores solares se ha desarrollado en los últimos 20 años en varios países. Su alta eficiencia, productos confiables, disminución en los precios y conciencia ecológica de los compradores, ha hecho posible su permanencia en algunos mercados. Otro factor importante es la experiencia adquirida en instalaciones grandes en donde se tienen varios miles de metros cuadrados de colectores instalados funcionando satisfactoriamente. En este aspecto, se debe seguir haciendo investigación y desarrollo para mejorar las eficiencias y los costos de los sistemas solares. Una herramienta de gran utilidad utilizada por grandes firmas internacionales es un software denominado en inglés Product-Life cycle Management ó PLM (The Economist 17-23 septiembre de 2005). Como su nombre lo sugiere, PLM puede manejar el ciclo de vida de un producto, desde el concepto y diseño, hasta la producción, mercadotecnia y aun el reciclaje. Provee el marco dentro del cual las empresas pueden tomar nuevas ideas e implementarlas rápidamente en productos actuales. La industria solar, que tiene excelentes perspectivas de

desarrollo para los próximos años, debe ser altamente competitiva y utilizar herramientas como el PLM.

- **Diseño integral.** Los nuevos conceptos de diseño integral, abren nuevas posibilidades para la incorporación óptima de los componentes solares activos, tanto en los sistemas de refrigeración como en los de aire acondicionado.

Adicionalmente, cabe mencionar que las tecnologías convencionales de refrigeración y enfriamiento de aire, presentan algunas claras desventajas como son:

- Su operación genera un gran consumo de energía, causando altas demandas picos de electricidad.
- Existe un número importante de equipos trabajando con refrigerantes que presentan un impacto negativo al medio ambiente, aunque cabe aclarar que los nuevos equipos ya trabajan con refrigerantes menos nocivos.

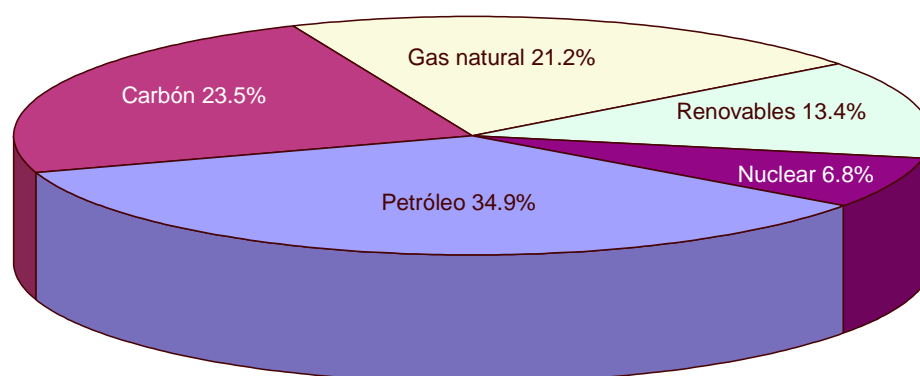
### 1.3 La energía: problema fundamental de la humanidad

En nuestros tiempos se habla mucho de generación y consumo de energía, prácticamente en todo el mundo existe preocupación por las fuentes energéticas que se habrán de utilizar en el futuro cercano ya que, como se sabe, los combustibles tradicionales que se han venido utilizando, principalmente los derivados del petróleo, día a día se van agotando, además de los grandes problemas de contaminación y calentamiento global que han venido ocasionando a través de las últimas décadas.

Datos publicados por la Organización para la Cooperación y Desarrollo Económicos y la Agencia Internacional de Energía, (OECD e IEA por sus siglas en inglés) en 2004, mencionan que el Total de Energía Primaria Suministrada (TPES por sus siglas en inglés) a nivel mundial fue de 10231 Mtoe ( $1 \text{ Mtoe} = 4.1868 \times 10^4 \text{ TJ}$ ) de los cuales el 13.4%, es decir, casi 1371 Mtoe fue producido de fuentes alternas de energía.

La IEA, por definición, incluye como fuentes de energía renovable los combustibles renovables y los desechos, como la biomasa, la leña, desechos sólidos municipales,

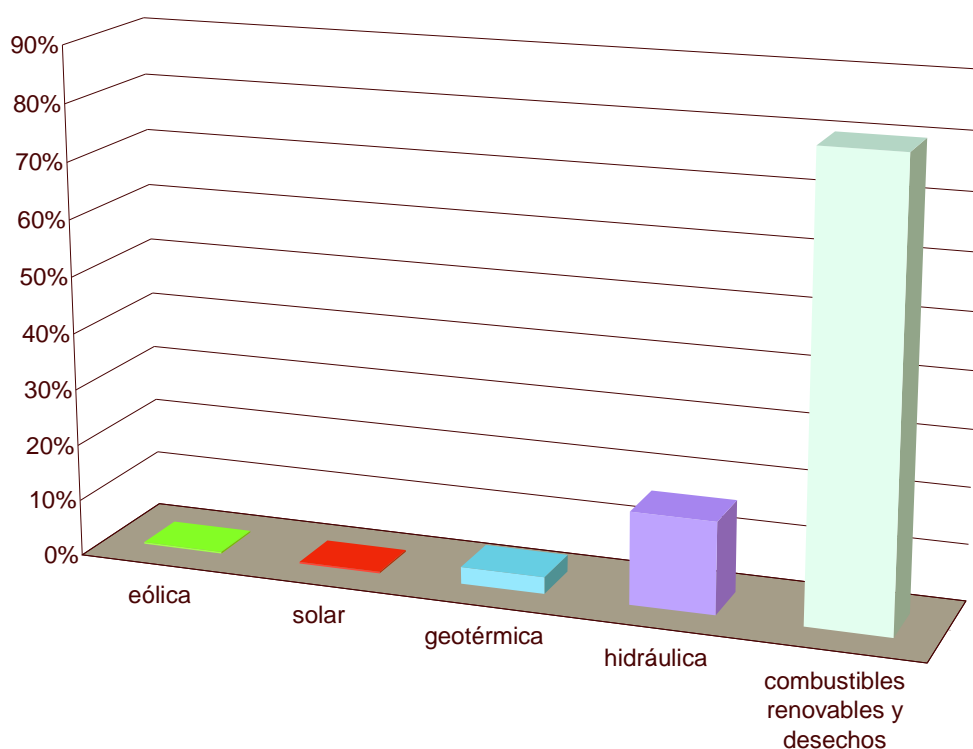
gas y líquido de la biomasa. De ese 13.4%, la mayor parte corresponde a biomasa con un 80.1% llevándose un 77.5% la biomasa sólida y la leña. El porcentaje correspondiente a la energía solar es de solo 0.3%. Esto quiere decir que del total de la energía primaria que se suministró en ese año, solo el 0.04% fue solar. La figura 1.1 muestra una distribución de las fuentes primarias de energía en el mundo durante 2002.



**Fig. 1.1 Suministro de energía primaria en el mundo durante 2002 (OECD/IEA, 2004)**

De 1990 a 2002 las fuentes de energía renovables han tenido una tasa de crecimiento anual de 1.7%, la cual es más alta que la tasa de TPES en el mundo que ha sido de 1.4%. Este crecimiento ha sido especialmente mayor en energía eólica, la cual creció a un promedio anual de 23.9%.

En cuanto a los países que han tenido un mayor desarrollo en energía solar térmica, se encuentran principalmente los Estados Unidos de Norteamérica, Japón y Turquía mientras que la energía solar fotovoltaica se ha desarrollado predominantemente en Alemania, España, México y Canadá. En la figura 1.2 se observan los porcentajes de distribución de las energías renovables para suministro de energía. Como se puede apreciar, en cuanto a la energía solar, y en particular para la parte fototérmica, queda un gran camino por recorrer en todo el mundo y México no está excluido.



**Fig. 1.2 Distribución de las energías renovables para suministro primario de energía en 2002 (OECD/IEA, 2004)**

Durante las recientes etapas de industrialización, las naciones desarrolladas tales como los Estados Unidos de Norteamérica no han realizado un verdadero esfuerzo para evitar el daño que irreversiblemente se puede hacer al medio ambiente ya que continúan basando su producción energética en los combustibles fósiles (Buran et al., 2003).

Los esfuerzos realizados para encontrar formas de reemplazar los combustibles fósiles con alternativas ambientalmente amigables no han sido suficientes en los países industrializados, principalmente por las dificultades en convertir su ya establecida infraestructura en aspectos de tiempo, esfuerzo y costo involucrado. Implementar las tecnologías de energías renovables en los países en desarrollo, como México y la India, entre otros, en sus etapas iniciales de industrialización evitaría los obstáculos que tienen los países desarrollados. China e India contribuyen con un gran porcentaje de la población mundial, por lo que valdría la pena enfocar dichos esfuerzos a implementar estas tecnologías en ellos; México podría poner el ejemplo y provocar un efecto cascada en el resto de los países en desarrollo de nuestro continente haciendo



también una importante contribución con un considerable porcentaje de la población mundial a utilizar las fuentes renovables de energía.

Los escenarios del sector energético mexicano están sujetos al análisis de costo-beneficio (Islas et al., 2003). Los tres escenarios son: el básico, usando derivados del petróleo; el oficial, introduciendo gas natural, y el de transición, incorporando energías renovables. Se construyen bases de datos técnicos, económicos y de fuentes energéticas para suministrar información para dicho análisis. La relación costo-beneficio es obtenida haciendo variar los siguientes parámetros: precios promedio de los combustibles fósiles, tasas de descuento y evolución de los costos de capital como una expresión del cambio tecnológico. Para las presentes condiciones técnicas y económicas, la relación costo-beneficio del escenario oficial mexicano (introducción de gas natural) es más favorable que el de la transición y éste a su vez más favorable que el del escenario básico. Si los precios del gas natural permaneciesen bajos de aquí al 2025, éste escenario sería el más económicamente favorable. Si el precio del combustible fósil es superior a 2.86 dólares/GW, el escenario de transición sería económicamente factible.

#### **1.4 Transformaciones energéticas**

La energía es un sistema cerrado y aislado que se mantiene constante de acuerdo con el primer enunciado de la termodinámica. La energía solo puede pasar de una forma a otra, sin embargo, no todas las formas de energía poseen la misma utilidad, de esta forma, existen desde las energías más apreciadas por su capacidad de producir trabajo, hasta las que resultan completamente improductivas, un ejemplo de éste último caso es el de un gas en un sistema que no presenta diferencias internas de temperatura el cual no puede producir trabajo, Carnot enuncia este fenómeno en el segundo principio de la termodinámica, según el cual, solo una fracción de energía térmica suministrada puede transformarse en trabajo, y esta fracción depende de la diferencia de temperatura entre la fuente caliente y la fría. El mismo principio, según lo formula Clausius, se expresa diciendo que en todos los procesos térmicos cerrados, el calor pasa siempre desde el

cuerpo más caliente al más frío. En cada transformación energética ocurre una reducción de los saltos térmicos, es decir, se tiende a una homogeneización y simplificación del sistema, a una degradación de la energía con reducción de su capacidad de producir trabajo.

En términos físicos, se dice que a cada transformación energética corresponde un aumento de entropía, o sea, un aumento del desorden molecular, esto está ocasionando el aumento de la temperatura global del planeta, y otros desórdenes ecológicos cuyas consecuencias se han empezado a ver en nuestros días. La elección energética es de gran importancia para el mantenimiento de los sistemas ecológicos debido a que la vida en nuestro planeta es posible gracias a las continuas transformaciones energéticas que ocurren a escala biológica. Cada uno de los seres vivos es un sistema abierto que mantiene una relación de intercambio con el exterior, en ésta relación, existe también transformación de energía; las actividades biológicas como la respiración, la fotosíntesis y la nutrición son ejemplos evidentes.

Una de las ventajas, entre otras, del uso de la energía solar como fuente de energía térmica, es que se pueden realizar transformaciones energéticas con resultados iguales o mejores a los utilizados con combustibles fósiles actualmente, con la ventaja de que el aumento de la entropía es mucho menor al que se realiza con las fuentes convencionales. Los cambios energéticos sólo son posibles cuando hay un cierto orden en el ambiente físico, cuanto más sea el aumento del desorden molecular de nuestro planeta, es decir, cuanto más aumente la entropía, menor será la capacidad del sistema para realizar trabajo, lo que hace siempre más difíciles las transformaciones biológicas.

## **1.5 El camino energético suave o el camino del sol**

Sobre la constitución del sol, hay una diversidad de conceptos. En la antigüedad, Ptolomeo lo calificó como una bola de fuego; el concepto actual es que el sol es, en esencia, una esfera de gas que contiene en sus capas exteriores un 75% de hidrógeno, 23% de helio y una cantidad residual de otros gases incandescentes (Rau, 1984). En

vista de que la radiación, la intensidad luminosa y el efecto térmico del sol casi no han experimentado variaciones desde hace muchos siglos, se justifica plenamente la pregunta de qué clase de mecanismo ha adoptado el sol para irradiar durante tanto tiempo esta enorme energía térmica y cuál es el medio de regulación que lo ha mantenido a un mismo nivel.

Ya en 1939 el científico alemán Hans Bethe pudo demostrar que el sol es un gigantesco

reactor termonuclear donde se libera energía por fusión de cuatro átomos de hidrógeno en helio, la bomba de hidrógeno se basa en este mismo principio. Las temperaturas a las que se quema el hidrógeno en el interior del sol son del orden de  $16 \times 10^6$  K. La temperatura efectiva que tiene el sol es de 5777 K (Duffie y Beckman, 1991).

En la República Mexicana las condiciones de radiación solar durante la mayor parte del año son favorables para el uso de sistemas fototérmicos y fotovoltaicos ya que los niveles promedio anuales están entre los 14.6 y 23.0 MJ/m<sup>2</sup>-día (Estrada-Cajigal, 1994), es decir, en prácticamente todo el país, es posible utilizar sistemas solares durante la mayor parte del año. La zona geográfica con mayor índice de radiación solar está en los estados de Sonora, Baja California y Chihuahua; en el sureste de la República, en la parte sur del estado de Oaxaca los niveles promedio de radiación están en 20 MJ/m<sup>2</sup>-día. Otros estados con índice de radiación por encima de los 20 MJ/m<sup>2</sup>-día son Veracruz y Tamaulipas lo cual no quiere decir que no se puedan instalar sistemas solares sino todo lo contrario, sus niveles de radiación son suficientes para pensar en utilizar la energía solar con rendimientos satisfactorios.

Turrini (1999), propone un modelo de desarrollo capaz de restaurar el equilibrio ecológico, adoptando las siguientes medidas:

- Utilización inteligente de la energía con recuperación de la que se pierde en la fuente, durante la transmisión y en el momento de su uso, seleccionando para cada servicio, un sistema energético óptimo.

- Dejar a un lado lo más pronto posible, el uso de la energía nuclear. Esto lo argumenta diciendo que la energía nuclear cubre sólo el 5% de la energía primaria mundial, con aproximadamente 400 centrales nucleares y una potencia global de 320 GW, y que los peligros que se derivan de su utilización, son inaceptables, no sólo por la probabilidad de accidentes ocasionales, sino los accidentes a consecuencia de atentados y los problemas de las escorias radiactivas. Un gran aumento de la energía nuclear para satisfacer en parte el aumento previsto del consumo, provocaría un crecimiento extraordinario del número de centrales nucleares, habría que tener presente además, la necesidad de cerrar un número creciente de centrales que concluyeran su periodo de funcionamiento, que en promedio es de 25 años.
- Dejar a un lado, a largo plazo, el uso de la energía fósil, para dar paso a las fuentes renovables que se clasifican en: las que utilizan energía solar directa como los sistemas fototérmicos y fotovoltaicos; y las que utilizan energía solar indirecta como el viento, agua, geotérmica (que clasifica como casi renovable).
- Almacenamiento de la energía térmica (masas llevadas a alta temperatura y aisladas térmicamente), de la energía potencial (cuencas hídricas en lugares altos) y de energía química (bioquímica, biogás, hidrógeno, etc.).

## 1.6 Sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor

En la actualidad, los sistemas por compresión mecánica de vapor son los más usados para refrigeración y aire acondicionado. En ellos se aprovechan las propiedades que presentan algunos fluidos de evaporarse a bajas temperaturas cuando se encuentran a presiones superiores a la atmosférica, aunque también existen algunos refrigerantes que trabajan a presiones subatmosféricas. La energía que requiere el sistema se suministra en forma de trabajo mecánico mediante un compresor y la sustancia de trabajo o refrigerante, sufre cambios de fase de líquido a vapor y viceversa, durante el ciclo de refrigeración. El sistema consta de 4 procesos fundamentales: evaporación, compresión, condensación y expansión; para ello se requiere de un evaporador que es en donde se lleva a cabo el efecto refrigerante, un compresor que es el que suministra

el trabajo mecánico para que el fluido de trabajo se comprima y eleve su presión, el condensador donde el fluido de trabajo pasa nuevamente a la fase líquida, la válvula de expansión que muchas veces es sustituida por tubos capilares y que tiene la función de reducir bruscamente la presión del fluido de trabajo con el fin de que al pasar por el evaporador absorba calor del medio circundante y así poder llevar a cabo el efecto refrigerante.

### 1.6.1 El ciclo invertido de Carnot

El ciclo de Carnot es totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos y de dos procesos isentrópicos (Cengel y Boles, 1996); tiene la misma eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar para comparar los ciclos reales de potencia. Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que lo componen pueden invertirse, al hacerlo, también se invertirán las direcciones de todas las interacciones térmicas y de trabajo. Considérese un ciclo de Carnot invertido tal como el que muestran las figuras 1.3 y 1.4; el refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura  $T_L$  en la cantidad  $Q_L$  (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura aumenta hasta  $T_H$ ), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a  $T_H$  en la cantidad  $Q_H$  (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura descende hasta  $T_L$ ). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

El ciclo invertido de Carnot es el más eficiente que opera entre dos niveles de temperatura específicos sin embargo, es difícil llevarlo a cabo en la realidad con los compresores disponibles en el mercado. Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica, porque al mantener una presión constante se fija automáticamente la temperatura de una mezcla bifásica en el estado de saturación, así, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales, sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica debido a que el proceso 2-3 incluye la compresión de una mezcla líquido-vapor que requiere un compresor que tendría que manejar dos fases, y

el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad. Smith et al. reportan que en el Centro de Tecnología para Compresores de Desplazamiento Positivo en Londres, Inglaterra, han desarrollado expansores y compresores de tornillo operando con fluidos en dos fases con eficiencias adiabáticas de más del 70% lo que ha hecho posible aproximarse al ciclo invertido de Carnot.

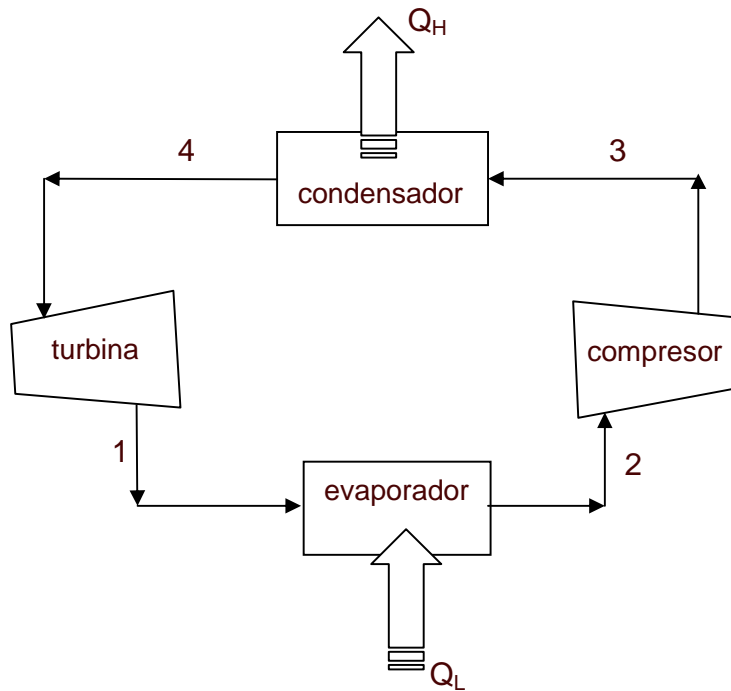


Figura 1.3 Diagrama esquemático de un refrigerador de Carnot

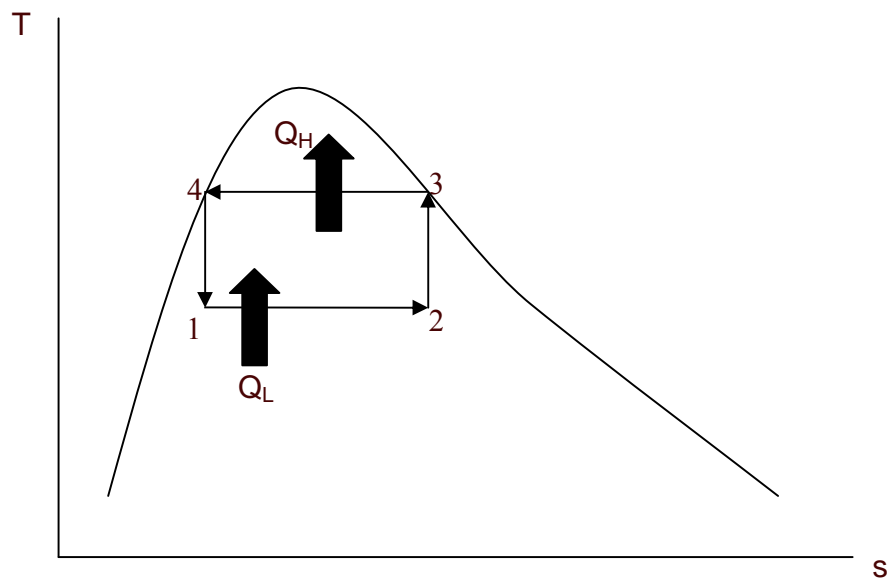


Figura 1.4 Diagrama T-s del ciclo de Carnot invertido

### 1.6.2 El ciclo real de compresión de vapor

Muchos de los aspectos imprácticos del ciclo invertido de Carnot se eliminan al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar como el que se observa en forma esquemática en la figura 1.5.

El ciclo resultante es un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor.
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en el condensador.
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en el evaporador.

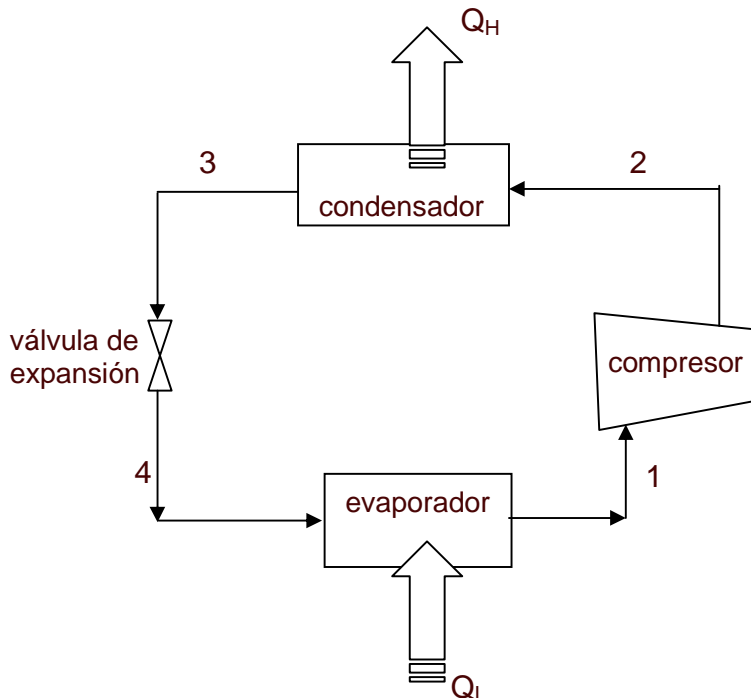


Fig. 1.5 Esquema de un refrigerador por compresión de vapor

En el ciclo ideal, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. Durante el proceso, la temperatura del refrigerante aumenta hasta un valor bastante superior al de la temperatura

del medio circundante; después, el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido en el estado 3, la temperatura del refrigerante en este estado se mantiene superior a la de los alrededores. El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasar por la válvula de expansión o por un tubo capilar, en este proceso la temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso, ingresa al evaporador en el estado 4 como una mezcla saturada de baja calidad y se evapora por completo al absorber calor del espacio refrigerado pasando al compresor como vapor saturado completándose el ciclo.

El ciclo real de compresión de vapor difiere del ideal debido principalmente a las irreversibilidades que suceden en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido, lo que provoca caídas de presión, y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. En el ciclo real no es posible que el refrigerante salga del evaporador y entre al compresor como vapor saturado, puesto que es imposible controlar al refrigerante con tanta precisión, en lugar de eso, el sistema se diseña de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente a la entrada del compresor, lo que asegura que se evapore por completo cuando entra al compresor, asimismo la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga por lo que la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante puede ser muy significativa. El resultado del sobrecalentamiento, la ganancia de calor en la línea de conexión es un aumento del volumen específico, y por tanto, un aumento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor, ya que el trabajo de flujo permanente es proporcional al volumen específico. El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático, y por consecuencia, isentrópico, sin embargo, el real incluye efectos friccionantes, los cuales aumentan la entropía, y de transferencia de calor lo



cual puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. En el caso ideal el refrigerante sale del condensador como líquido saturado, en el proceso real es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y con la válvula de estrangulamiento, a pesar de eso el procedimiento es válido pues el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior por lo que puede absorber más calor del espacio refrigerado.

## 1.7 Sistemas de refrigeración por absorción

Ya desde la época de Faraday y de sus experiencias en el laboratorio, él sabía que el cloruro de plata tiene la capacidad de absorber el amoníaco gaseoso, expuso cierta cantidad de cloruro de plata pulverizado al amoníaco gaseoso de tal forma que absorbiera la cantidad de gas de amoníaco que pudiera retener; el polvo cargado de amoníaco, lo colocó en un tubo de ensaye sellado en forma de V invertida y le aplicó calor, entonces Faraday describe el desprendimiento de “humos” de amoníaco enfriándose estos al colocar el otro extremo del tubo de ensaye en agua, observó que al enfriarse el amoníaco se formaban gotas. Esta fue la primera vez que el amoníaco había cambiado del estado gaseoso al líquido, las características de este líquido comenzaron a ser estudiadas por Faraday a quién le sucedió algo inesperado, casi inmediatamente después de haber dejado de aplicar calor a un extremo del tubo y quitado el agua de enfriamiento en el otro, el líquido comenzó a burbujear y a hervir, regresando al estado de vapor, que a la vez fue absorbido por el polvo de cloruro de plata.

En los sistemas de refrigeración por absorción, en los que por lo general el refrigerante es amoníaco, la condensación, la expansión y la evaporación del fluido de trabajo son similares a los sistemas de refrigeración por compresión de vapor sustituyéndose el compresor por un generador y un absorbedor. También se requiere de una sustancia que sea capaz de absorber el refrigerante después del proceso de evaporación, esta sustancia puede ser líquida o sólida, entre los absorbentes líquidos se encuentran el agua, y algunas sales como el nitrato de litio, bromuro de litio, etc. Entre los

absorbentes sólidos se encuentran el cloruro de bario y el cloruro de calcio entre otros. En el generador se calienta el compuesto absorbente-refrigerante con el fin de que el refrigerante se evapore y pase al condensador. Los procesos de condensación, expansión y evaporación se llevan a cabo en forma similar a la de los sistemas de compresión de vapor. Después del proceso de evaporación el fluido de trabajo es absorbido completándose el ciclo.

### 1.7.1 Sistemas continuos de refrigeración por absorción

En la figura 1.6 se muestra el esquema de un sistema continuo de refrigeración por absorción. En el generador originalmente se encuentra la solución absorbente-refrigerante, ahí se calienta la solución suministrando una cierta cantidad de calor  $Q_{GE}$ , el refrigerante se evapora a una temperatura  $T_{GE}$  y una presión  $P_{GE}$ , pasando al condensador donde es enfriado y condensado a una temperatura  $T_{CO}$  liberando una cierta cantidad de calor  $Q_{CO}$ ; el refrigerante se expande a través de la válvula de expansión para pasar al evaporador y allí absorber calor de los alrededores  $Q_{EV}$  a una presión  $P_{EV}$  y una temperatura  $T_{EV}$ , llevándose a cabo el efecto refrigerante; inmediatamente el refrigerante pasa como vapor al absorbedor a una presión  $P_{AB}$  igual a la presión de evaporación  $P_{EV}$  donde es absorbido por el fluido circulante (absorbente) y la presión se incrementa por medio de la bomba antes de pasar al generador nuevamente completándose el ciclo.

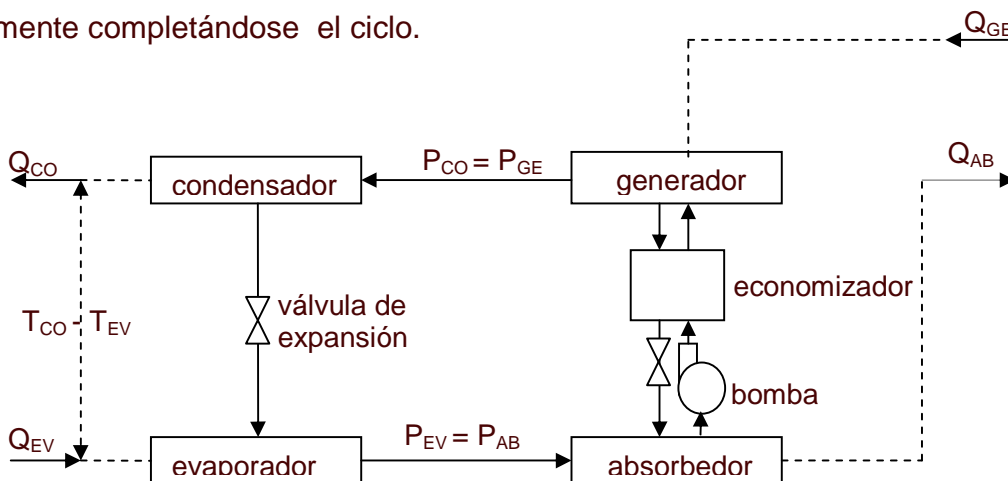


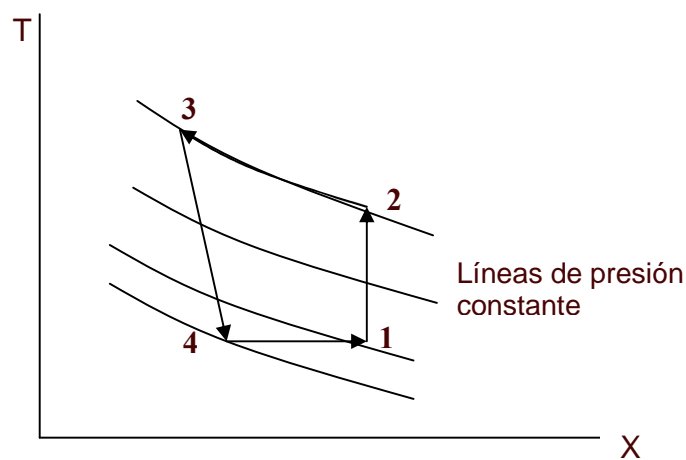
Fig. 1.6 Diagrama esquemático de un refrigerador continuo por absorción

### 1.7.2 Sistemas intermitentes de refrigeración por absorción

Los sistemas intermitentes de refrigeración por absorción son más sencillos en cuanto al número de componentes respecto de los sistemas continuos ya que no requieren de una bomba para hacer circular el fluido de trabajo, ni de un economizador; no tienen partes móviles y su operación se limita a abrir y cerrar válvulas. Es por ello que este tipo de sistemas son ideales para utilizarse usando como fuente de calor  $Q_{GE}$  el sol por medio de sistemas de concentración solar que permitan alcanzar la temperatura  $T_{GE}$  de generación; uno de los tipos de concentradores que se presentan ideales para alcanzar estas temperaturas son los Concentradores Parabólicos Compuestos (CPC). Otra ventaja es que en un CPC el receptor puede utilizarse como generador-absorbedor ya que durante el día mientras el sol calienta hace las veces de generador y por las noches se puede enfriar lo suficiente para que actúe como absorbedor. La solución absorbente no tiene que ser bombeada entre el generador y el absorbedor como en los sistemas continuos ya que permanece estancada en el mismo receptor. Una gran ventaja de los sistemas solares intermitentes es que se pueden utilizar en lugares que se encuentran alejados de la red eléctrica.

Una de las desventajas de éste tipo de sistemas es que el Coeficiente de Operación (COP) es menor que el de los ciclos continuos; otra desventaja es que cada proceso del ciclo se lleva a cabo por etapas; durante el día se llevan a cabo los procesos de generación y de condensación almacenando el refrigerante líquido en un recipiente hasta que termina el proceso de generación. Posteriormente se abre la válvula de expansión para permitir el paso del fluido de trabajo al evaporador y que el efecto refrigerante se realice, este proceso se llevará a cabo generalmente después de la puesta del sol para que principalmente durante la noche y una vez que se halla enfriado lo suficiente el absorbedor y la presión  $P_{GE}$  halla disminuido hasta la presión  $P_{AB}$  permita que el refrigerante en el evaporador a la presión  $P_{EV}$  regrese por la misma vía y sea absorbido por la solución. El efecto refrigerante puede durar toda la noche y todo el día siguiente hasta antes de realizarse el proceso de evaporación-absorción en un evaporador bien aislado térmicamente.

El ciclo intermitente para la mezcla amoníaco-agua se muestra en la figura 1.7 en donde se ven una serie líneas de presión constante en función de la temperatura  $T$  y la concentración  $X$  de la solución. La condición inicial en el generador se indica en el punto 1; al calentarse la solución, aumentan la temperatura y la presión hasta  $T_2$  y  $P_2$  donde ésta última es la presión de saturación correspondiente a la temperatura del condensador. El calentamiento adicional de la solución remueve vapor de amoníaco y agua de la solución hasta el estado 3, reduciéndose la concentración hasta el estado  $X_3$ . Una vez enfriado el generador, una porción de amoníaco líquido cambia de fase inmediatamente en el evaporador, enfriándose adiabáticamente el resto del refrigerante hasta donde lo permita la presión del generador, el cual actuará ahora como absorbedor. En el proceso de absorción, el vapor es absorbido a baja temperatura disminuyendo también la presión y restaurándose la concentración inicial con lo que se llega al punto 4 de la figura 1.7.



**Figura 1.7 Diagrama temperatura T-concentración X para un sistema de absorción intermitente**

La figura 1.8 presenta un diagrama esquemático del sistema intermitente donde se muestra un CPC actuando como generador-absorbedor. En este caso si el absorbente es una sal, no se requiere del separador de agua o rectificador. Se observa el generador-absorbedor que es el tubo receptor del CPC en donde se calienta la solución hasta un punto tal en que el amoniaco se evapora pasando por la tubería al condensador donde es enfriado para almacenarse en el tanque de condensado en estado líquido. La válvula de expansión permanece cerrada hasta que termina ésta parte del ciclo. Una vez que se tiene el amoniaco condensado, se hace disminuir la temperatura del tubo receptor, lo cual puede ser por convección natural del aire durante la tarde y parte de la noche, para que durante el resto de la noche, estando el absorbedor a temperatura ambiente, se abra la válvula de expansión para llevar a cabo los procesos de evaporación-absorción lo que provoca el efecto refrigerante dentro de la cámara del evaporador. El amoniaco evaporado es absorbido por el nitrato de litio, completándose el ciclo.

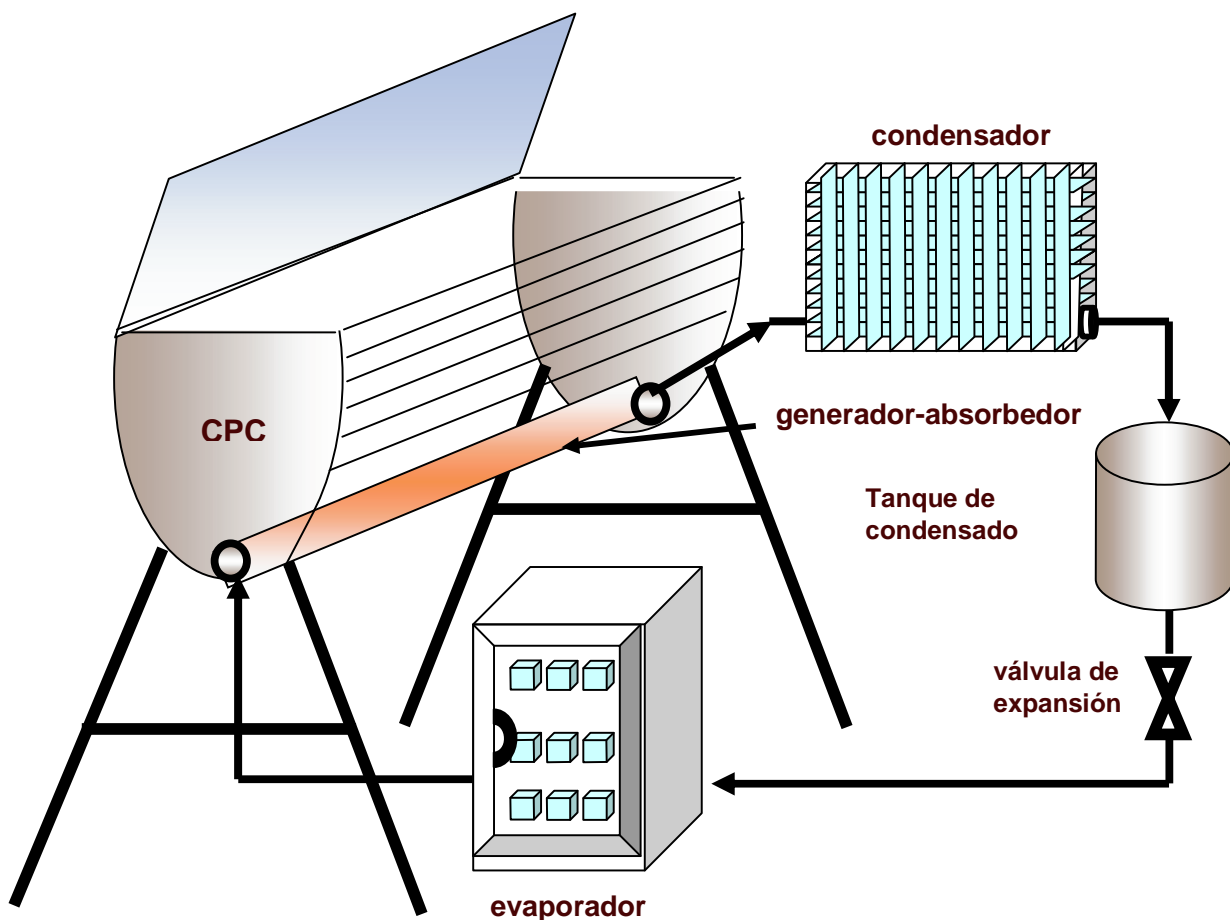


Fig. 1.8 Diagrama esquemático de un sistema intermitente de refrigeración por absorción

## 1.8 Justificación del proyecto

En el campo de los sistemas de refrigeración intermitentes por absorción utilizando CPC, son pocos los trabajos que se han publicado, mas bien, las investigaciones se han dirigido a los sistemas continuos en donde los CPC calientan un fluido el cual posteriormente cede el calor hacia el par refrigerante-absorbente dentro del generador del sistema de absorción. Esta configuración se ha empleado en sistemas de mediana y gran capacidad de enfriamiento, principalmente utilizados para cámaras de refrigeración, fábricas de hielo, etc. Una desventaja es que estos sistemas requieren de espacios grandes para instalarse y de utilización de energía eléctrica de la red convencional ya que es necesario accionar bombas y otros aditamentos móviles, además de que su eficiencia disminuye ya que se tiene por separado el sistema solar y el sistema de refrigeración, cosa que no sucede con el sistema que aquí se propone ya que el CPC actúa como generador-absorbedor del sistema de refrigeración con lo cual se pretende alcanzar eficiencias globales satisfactorias.

Por todo lo anterior y dado que en México existe la gran necesidad de proveer sistemas de refrigeración a cientos de comunidades rurales que se encuentran aisladas y lejos de la red eléctrica, es que se planteó la realización de este proyecto de investigación.

## 1.9 Objetivos del proyecto y actividades

Se plantean el objetivo general y los objetivos específicos del proyecto así como las actividades a realizar.

### 1.9.1 Objetivo general

El objetivo general de este proyecto es simular, caracterizar, diseñar y evaluar en forma experimental un sistema de refrigeración solar intermitente para producción de hielo.

### 1.9.2 Objetivos específicos

1. Simular desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica, un sistema de refrigeración solar intermitente que utilice un CPC como generador-absorbedor y que opere con el par de trabajo nitrato de litio-amoniaco.
2. Comparar experimentalmente, el comportamiento de los pares de trabajo nitrato de litio-amoniaco (líquido-gas) y cloruro de bario-amoniaco (sólido-gas).
3. Diseñar, construir y evaluar el comportamiento térmico de un CPC el cual funcione como generador-absorbedor del sistema de refrigeración solar.
4. Diseñar, construir, poner a punto y evaluar el sistema completo de refrigeración solar intermitente.

### 1.9.3 Actividades a realizar

Para alcanzar los objetivos planteados, es necesario realizar las actividades que se enumeran a continuación.

1. Búsqueda en la literatura y estado del arte tanto de CPCs como de sistemas de refrigeración por absorción.
2. Estudio de la disponibilidad de radiación solar en Temixco, Morelos.
3. Definición de las condiciones de trabajo del sistema de refrigeración solar.
4. Simulación del comportamiento del sistema elaborando un programa que implique todas las condiciones de trabajo y características del sistema.
5. Caracterización de un sistema de refrigeración intermitente a nivel laboratorio.
6. Evaluación experimental de los pares de trabajo nitrato de litio-amoniaco y cloruro de bario amoniaco.

7. Diseño termodinámico y mecánico de un CPC que cumpla con las condiciones planteadas inicialmente.
8. Diseño termodinámico y mecánico de los demás componentes del sistema de refrigeración solar como son: el condensador, el evaporador y el tanque de almacenamiento de condensado.
9. Construcción, montaje e instrumentación de todo el sistema.
10. Puesta a punto del sistema para su operación.
11. Evaluación experimental del sistema de refrigeración solar.
12. Análisis de los resultados obtenidos y comparación con los resultados experimentales de laboratorio y con los de la simulación.
13. Escritura de tesis.



## CAPÍTULO 2

### REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Introducción

Se presenta una revisión bibliográfica acerca de los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan como fuente energética el sol, se hace referencia a los sistemas de absorción que utilizan líquido-gas y sólido-gas como pares de trabajo y se mencionan algunas investigaciones sobre componentes específicos de los sistemas de absorción como el absorbedor, el evaporador, etc. Se dan a conocer asimismo varias de las principales investigaciones acerca de los sistemas de adsorción, así como una revisión acerca de los CPC.

#### 2.2 Sistemas solares de refrigeración por absorción

Chinnappa y Martin en 1976, presentan un estudio comparativo de una unidad de absorción asistida con energía solar trabajando en modo dual. Debajo de una predeterminada tasa de insolación, el sistema operaba como un ciclo de simple etapa, y cuando estaba arriba de dicha tasa, como un ciclo de doble etapa. La mezcla de trabajo fue bromuro de litio-amoniaco, la superficie colectora fue de 100 m<sup>2</sup>. Determinaron que en un día con una insolación de 53.60 kW-h/m<sup>2</sup> el sistema puede satisfacer la demanda de enfriamiento en Puerto Moresby, Nueva Guinea.

En 1978, Worsle-Schmidt en Dinamarca, presenta un trabajo en donde menciona que un sistema de refrigeración por absorción utilizando energía solar como fuente de potencia estaba siendo desarrollado para usarse en áreas donde la complejidad de los sistemas convencionales de refrigeración hace difícil su uso, pero la energía solar es abundante. Una investigación inicial, dice el autor, mostró que un proceso con

absorbente sólido, ofrece la suficiente simplicidad para operar con colectores solares planos. Llevó a cabo una investigación experimental con amoníaco como refrigerante y cloruro de calcio ( $\text{CaCl}_2$ ) y cloruro de estroncio ( $\text{SrCl}_2$ ) como absorbentes sólidos, sin embargo, en un trabajo preliminar probó también  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{NaSCN}$  y  $\text{LiNO}_3$  como absorbentes líquidos, usando en todos ellos amoníaco como refrigerante. En un día claro en Dinamarca, obtuvo un COP de 0.1 correspondiendo a una producción de hielo de  $6 \text{ kg/m}^2$ , habiendo utilizado  $4 \text{ m}^2$  de superficie colectora.

Favre y Leibundgut en Portugal, en 1980, construyeron una planta experimental de enfriamiento por absorción. Mencionan que la principal diferencia con otros sistemas intermitentes es la “resorción”. La generación en los tubos de el colector solar plano y el establecimiento de una circulación natural con un intercambio de calor en el generador, son parte de la planta de enfriamiento.

Infante Ferreira, en 1984 realiza un estudio termodinámico y físico de las propiedades de las soluciones amoníaco-nitrato de litio y amoníaco-tiocianato de sodio. Presenta los rangos de la línea de cristalización para ambas soluciones, la presión de equilibrio, la viscosidad, la conductividad térmica y el calor específico de cada solución; la gráfica temperatura-presión de equilibrio para diferentes concentraciones es dada a conocer haciendo una comparación entre los resultados teóricos y experimentales. También da las ecuaciones del calor específico y de la entalpía de la solución. Los datos presentados por este autor fueron utilizados en este trabajo para el estudio teórico y experimental del sistema.

En 1984, Pilatowsky et al. en México, evalúan el prototipo experimental de un refrigerador intermitente por absorción amoníaco-agua el cual se diseñó para una capacidad máxima de enfriamiento de  $7942 \text{ kJ}$  por ciclo, funcionando a una temperatura de  $85^\circ\text{C}$  la cual es compatible con la utilización de la energía solar como fuente térmica para operar en el ciclo de refrigeración. Su estudio tuvo como objetivo la evaluación de las máquinas frigoríficas por absorción funcionando en forma intermitente usando amoníaco-agua como fluido de trabajo en condiciones térmicas compatibles con la utilización de colectores solares planos de alto rendimiento que alcanzan temperaturas

de 100°C. Para la etapa de generación la temperatura de la fuente (baño térmico) alcanzó temperaturas entre 140 y 145°C que calentaba aceite a temperaturas entre 129 y 139°C obteniendo una temperatura en la solución entre 80 y 90°C que permitía alcanzar la ebullición y evaporar el refrigerante. El rango de temperatura durante la evaporación estuvo entre -33 y -15°C, la temperatura de entrada al absorbedor fue de 28°C. La concentración de la solución fue de 0.5 kg de amoníaco por kg de agua a una temperatura ambiente entre 16 y 17°C, la presión de equilibrio a esta temperatura fue de 0.2 MPa (2 bar). El COP que obtuvieron bajo estas condiciones fue de 0.304 habiendo calculado un COP teórico de 0.33 obteniendo un calor útil  $Q_E$  en el evaporador de 5946.5 kJ por ciclo.

En 1988 Erickson patentó en Estados Unidos de Norteamérica, un refrigerador solar intermitente con ciclo de absorción de amoníaco, describiendo un aparato de sección circular para contener un líquido absorbente refrigerante, un reflector de concentración de radiación solar, un condensador para enfriar el vapor desorbido del conducto superior conectado al recipiente a presión a su vez conectado al evaporador el cual recibe a presión reducida el refrigerante que ha sido condensado y un conducto para retornar el refrigerante evaporado a la solución líquida absorbente.

En 1990, y como consecuencia de la patente de Erickson, él mismo y con apoyo de la empresa Energy Concepts Company en Maryland, Estados Unidos de Norteamérica, presentan un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente para la fabricación de hielo utilizando un CPC como generador-absorbedor con una relación de concentración  $CR=1.8$  utilizando agua-amoníaco como par absorbente-refrigerante, el sistema es conocido como ISAAC<sup>MR</sup> acrónimo de Intermittent Solar Ammonia Absorption Cycle. El sistema utiliza un condensador enfriado por aire, un rectificador para recuperar el agua que vaporiza junto con el amoníaco durante la generación, un contenedor de amoníaco líquido después de ser condensado y un evaporador. Dentro del tubo receptor del generador colocan un tubo en U para circular agua por medio de un subsistema termosifónico que ayuda a enfriar la solución en el proceso de absorción. Presentan tres modelos que producen 66, 30 y 6 kg de hielo con un costo total de 13000, 9000 y 3850 dólares respectivamente, el peso total del absorbente en cada caso

es de 164, 82 y 17 kg y el área de colector en cada caso es de 11, 5.9 y 1.4 m<sup>2</sup>. Uno de estos sistemas fue instalado en la población de Maruata, una villa pesquera en el estado de Michoacán en 1992 apoyado por el gobierno federal a través del programa PRONASOL. El equipo funcionó por algún tiempo, sin que se dieran las eficiencias marcadas por el proveedor, luego se presentó un huracán y destruyó parte del equipo. No se consideró en el contrato mantenimiento y reparación y el equipo quedó en desuso.

Best et al. (1991a), llevan a cabo un estudio de los datos de diseño para bombas de calor por absorción operando con el par nitrato de litio-amoniaco para enfriamiento; mencionan que las temperaturas de operación en los sistemas de absorción están limitadas por el coeficiente de Gibbs y por las propiedades termodinámicas del par de trabajo. Presentan tablas con las posibles combinaciones de operación de temperatura y concentración, incluyendo relaciones de flujo, el coeficiente de operación (COP) de Carnot y el COP basado en la entalpía.

Mas adelante Best et al. (1991b), complementan el estudio anterior para la mezcla amoniaco-nitrato de litio simultáneamente para calentamiento y enfriamiento, presentando tablas en donde obtienen el coeficiente de operación del equipo para diferentes combinaciones de operación y concentraciones. Presentan gráficas en donde se muestran las diferentes interacciones de las temperaturas de operación.

La determinación de la eficiencia térmica de la hielera solar (ISAAC) estándar con un área colectora de 5.96 m<sup>2</sup> y capacidad de diseño para producir 32 kg/día de hielo operando en las instalaciones de la Universidad de Sonora, fue llevada a cabo por Hinojosa et al. en 1995. El valor promedio de la eficiencia térmica fue de 6.46% con un valor máximo de 14.55% en el mes de octubre y un mínimo de 4.94% en junio, mientras que la producción de hielo máxima y mínima en estos mismos meses fue de 30.42 kg y 16.18 kg respectivamente.

En el marco de la Conferencia Internacional de bombas de calor por absorción, en Quebec, Canadá, Heard, Ayala y Best, en 1996, realizan una comparación experimental

usando amoníaco-agua y amoníaco-nitrato de litio como mezclas para el sistema efectuando la comparación entre ambas habiendo detectado las ventajas y desventajas de cada una de estas mezclas.

En 1996, Antonopoulos y Rogdakis en Grecia describen el comportamiento de dos sistemas solares por absorción empleando dos diferentes tipos de mezclas: nitrato de litio-amoníaco y tiocianato de sodio-amoníaco operando como enfriador o como bomba de calor, en Atenas. Representan los ciclos termodinámicos por medio de los procesos de cada uno de los componentes del sistema (absorción, generación, intercambio de calor), los cuales involucran interacciones de dos o tres flujos a través del equivalente termodinámico de cambio de flujo. Bajo esta suposición desarrollan dos grupos de correlaciones, la primera expresa las características y el comportamiento del sistema de absorción en términos solo de la temperatura ambiente, mientras la segunda expresa el comportamiento de los sistemas en términos de la hora del día para cada día de un año típico en Atenas. Las principales conclusiones que obtienen son: a) Para propósitos de enfriamiento (en el verano), los máximos valores teóricos del coeficiente de operación y de la potencia de enfriamiento son 90% y  $355 \text{ W/m}^2$  respectivamente, mientras que para propósitos de calentamiento (en el invierno), los máximos valores teóricos de factor de ganancia y de potencia térmica útil son 210% y  $344 \text{ W/m}^2$  respectivamente. b) Para propósitos de calentamiento (en el invierno), la mezcla nitrato de litio-amoníaco es superior al tiocianato de sodio-amoníaco, porque provee un factor de mayor ganancia de calor útil y potencia térmica útil. c) Para el enfriamiento durante el verano, la elección depende de los requerimientos especiales de cada aplicación, ya que el nitrato de litio-amoníaco provee una potencia de enfriamiento más alta, mientras que el tiocianato de sodio-amoníaco alcanza un mayor coeficiente de operación.

En la Universidad de Coventry en el Reino Unido en 1996, Bell et al., diseñaron un evaporador-absorbedor y realizaron el estudio termodinámico de un enfriador por absorción manejado con energía solar. Los componentes fueron encapsulados en cilindros de vidrio evacuados con el fin de poder observar la operación de los mismos. El par refrigerante-absorbente es agua-bromuro de litio. La temperatura de generación estuvo en el rango de  $95\text{-}105^\circ\text{C}$ , la de condensación entre  $40\text{-}50^\circ\text{C}$ , la temperatura en

el evaporador fue de 10°C o más. El COP encontrado entre estos rangos fue de 0.6 a 0.7.

Goetz, V., Spinner, B. y Lepinasse, E. en 1997, presentan un estudio experimental acerca de un sistema termoquímico de enfriamiento usando cloruro de bario como reactivo y cloruro de níquel como reactante. Presentan una tabla donde dan las características de cada uno de ellos como la densidad, la masa, el diámetro del reactor para cada sal y la superficie de intercambio de calor. En otra tabla, dan las condiciones de operación y comportamiento a diferentes temperaturas de enfriamiento, tales como la temperatura de cada sal, la presión de trabajo, la diferencia de temperaturas de equilibrio para cada sal y la potencia del sistema.

En la Universidad de Nigeria en 1997a, Enibe discute los sistemas de refrigeración propuestos para aplicaciones rurales incluyendo los sistemas por absorción y los fotovoltaicos de compresión de vapor. Menciona ejemplos típicos de aplicación en diferentes partes del mundo, menciona los límites y los problemas técnicos y financieros que se dan al instalar este tipo de sistemas.

Igualmente Enibe e Iloeje en 1997b, hacen un análisis transitorio del comportamiento de un sistema sólido de refrigeración por absorción intermitente usando cloruro de calcio estabilizado con 20% de sulfuro de calcio como absorbente y amoníaco como refrigerante. El modelo transitorio de transferencia de calor en la placa del colector y de transferencia de calor y masa en el absorbente, fueron desarrollados y ligados con modelos de transferencia de calor y masa del refrigerante. La acumulación de vapor en el generador-absorbedor es despreciado. La simulación fue desarrollada en un programa denominado COSSOR desarrollado por los autores.

Bansal et al. en 1997, con apoyo de DORNIER, una firma alemana, diseñaron y fabricaron una unidad de enfriamiento basada en un sistema de absorción intermitente sólido-vapor, el cual utiliza energía térmica suplida por tubos de vacío de colectores solares a través de un flujo de agua termosifónico. La unidad con una capacidad de enfriamiento de 1.5 kW/día utiliza amoníaco como refrigerante y un material, IMPEX

(80% SrCl y 20%grafito) como absorbente el cual tiene un alto coeficiente de transferencia de calor y masa, así como una alta capacidad de absorción. El máximo COP global teórico fue de 0.143 y depende de las condiciones climáticas. Bajo condiciones de campo en Dheli encontraron que si la máxima temperatura ambiente en un día soleado es de 30°C y en la noche de 20°C, so n necesarios 3 días soleados para obtener agua helada en el enfriador. Después del segundo día, la temperatura dentro del enfriador es de 1°C, siendo el COP global de so lo 0.081.

Erhard y Hahne en 1997, publican los resultados teóricos y experimentales que realizaron con una máquina de enfriamiento por absorción trabajando con “potencia solar” utilizando amoniaco como refrigerante y cloruro de estroncio ( $\text{SrCl}_2$ ) como medio absorbente. El comportamiento de la unidad solar de refrigeración, fue medido en un campo de prueba, trabajando en diferentes períodos de tiempo. Los resultados que obtuvieron demuestran que la máquina trabajó satisfactoriamente, aun en condiciones de temperatura ambiente elevadas mostrando los coeficientes de operación según las condiciones en que se operó el sistema.

En 1997, en Singapur, Wijesundera realizó un estudio del comportamiento termodinámico de los ciclos de absorción ideales utilizando energía solar como fuente de calor. La máquina de absorción la representó por tres reservas de calor en el ciclo ideal y la energía es suministrada de un colector solar. Obtuvo expresiones analíticas del COP, la capacidad de enfriamiento, la producción de entropía y la eficiencia de segunda ley del sistema. Comparó los resultados obtenidos para ciclos con irreversibilidades externas en la transferencia de calor con ciclos completamente reversibles. Los ciclos completamente irreversibles, dan límites reales superiores en la capacidad de enfriamiento y en el COP de enfriamiento del sistema.

Otros esfuerzos se han hecho en El Líbano, donde Ghaddar et al. en 1997, modelaron y simularon un sistema de refrigeración solar por absorción en las condiciones climáticas de la ciudad de Beirut. La solución que utilizaron como absorbedor en éste caso, fue bromuro de litio. Los resultados que mostraron, fueron que por cada tonelada de

refrigeración requirieron un mínimo de área colectora de 23.3 m<sup>2</sup> de concentradores planos para las condiciones de esa ciudad.

Best y Pilatowsky (1998), presentan un trabajo sobre el panorama del desarrollo en México y Latinoamérica de los sistemas de enfriamiento por absorción asistidos con energía solar, hacen una revisión de los principales proyectos, tanto de enfriamiento como de refrigeración. Identificaron 19 diferentes tecnologías utilizadas en refrigeración y enfriamiento solar.

Un sistema híbrido de absorción/compresión fue presentado por Ayala et al. en 1998 utilizando amoníaco/nitrato de litio como par de trabajo en donde la combinación de éste par en un sistema de absorción combinado con un compresor que utiliza amoníaco como refrigerante puede mejorar la eficiencia global del sistema. Basado en la relación de energía primaria, puede operar mejor, mencionan los autores, en países desarrollados. Fabricaron un prototipo de 7kW. El COP obtenido fue de 0.9 en la compresión y 0.1 en la absorción. Para esta proporción de compresión, no fue necesario suministrar calor a la sección de absorción puesto que éste es suministrado por el amoníaco sobrecalentado a la salida del compresor.

Ortega et al., durante la 22 semana nacional de energía solar en 1998, proponen un sistema teórico de refrigeración solar diseñado en el CIE capaz de producir 100 kg/día de hielo en condiciones óptimas, y en el cual se utilizan concentradores solares tipo CPC, los autores presentan un sistema mediante un ciclo continuo de refrigeración por absorción amoníaco-agua. Se plantea la posibilidad de establecer un sistema de concentradores tipo CPC comentando las ventajas de éste tipo de colectores solares. En refrigeración por absorción, el tubo receptor del concentrador puede ser usado como generador de vapor. Los concentradores tipo CPC tienen una baja eficiencia óptica pero a pesar de esto, logran alcanzar temperaturas entre 100 y 200°C, tienen la ventaja de ser estacionarios y de coleccionar la radiación difusa. El CPC propuesto por Ortega et al tiene las siguientes características:

- ángulo de aceptación media: 32°
- concentración máxima: 1.887



- concentración de diseño: 1.5
- reflectancia: 0.9
- área de colección efectiva:  $2\text{m}^2$
- número de pasos por módulo: 4
- diámetro nominal del tubo receptor: 0.0254m (1")
- material del tubo receptor: acero al carbón cédula 40
- material del reflector: lámina de Al

La eficiencia resulta ser de 0.22. El sistema propuesto consta de nueve módulos de CPC, un separador de vapor y un rectificador de dos etapas.

En cuanto a la simulación de condensadores y evaporadores para sistemas de refrigeración, Pettit et al. en Dinamarca en 1998, formularon un modelo matemático utilizando diferentes refrigerantes y mezclas de los mismos. El resultado arrojó un modelo de evaporador general y flexible. El modelo fue probado en un amplio rango de condiciones de operación y un controlador simple fue implementado para demostrar la efectividad del modelo para controlar y diseñar el sistema.

Rivera y Best en 1999, determinaron experimentalmente los coeficientes de transferencia de calor en un tubo vertical para las mezclas amoniaco-agua y amoniaco-nitrato de litio. El rango de concentración para ambas mezclas fue de 38-48%, propusieron las correlaciones para los coeficientes con una desviación media de  $\pm 16\%$  para amoniaco-nitrato de litio y de  $\pm 25\%$  para amoniaco-agua. Encontraron que el coeficiente local de transferencia de calor depende fuertemente del número de ebullición  $B_o$  para amoniaco-nitrato de litio, y para agua-amoniaco la dependencia mayor es de la calidad  $x$ .

Chen y Hihara en la República China (1999), proponen un ciclo de refrigeración híbrido por absorción, usando energía solar y electricidad, aplicando el principio del transformador de calor, describen el modelo termodinámico del mismo, para ello usaron un simulador en el que realizan estas tareas.

Van de Ven en 1999 publica un reporte que la Agencia Internacional de Energía (IEA) realizó acerca de las máquinas por absorción, en donde examina los diferentes factores que influyen en el mercado. Menciona que la tecnología por absorción puede contribuir considerablemente al ahorro de energía y a la protección del medio ambiente en sistemas de refrigeración, aire acondicionado y calentamiento. El reporte contiene los procedimientos de manejo de estos sistemas propuestos en la conferencia de Maastricht en los Países Bajos en 1997. Incluye también los reportes de Estados Unidos, Canadá, Suiza, Italia, Países Bajos y el Reino Unido, así como los documentos de 5 presentaciones adicionales. El reporte de los países, describe los factores básicos que afectan el uso de los sistemas de absorción, las políticas nacionales sobre energía y medio ambiente, el estado de los mercados y aspectos de seguridad. Cada reporte incluye un resumen del estado global de los sistemas de absorción con respecto a la economía, la tecnología y las consideraciones energéticas. Documentos adicionales presentan estudios de casos sobre la aplicación de máquinas de absorción para calentamiento y enfriamiento.

Por su parte Best y Ortega en 1999, hacen una revisión de las tecnologías de refrigeración y enfriamiento solar. Discuten las principales razones del porqué este tipo de tecnologías no son aun económicamente factibles y dos instalaciones hechas en México son analizadas.

Deng y Ma en 1999 presentan estudios experimentales sobre las características de un absorbedor del tipo película descendente usando bromuro de litio-agua como fluido de trabajo. Un absorbedor de 24 filas de tubos horizontales el cual mencionan que hay una óptima densidad de spray entre 0.005 y 0.055 kg/s-m a la cual el coeficiente de transferencia de calor es máximo.

Chen e Hihara en 1999 describen un “nuevo” ciclo de refrigeración por absorción usando energía solar. En realidad el sistema es descrito usando energía solar y electricidad como fuentes de calor aplicando el principio del transformador térmico para incrementar su eficiencia. Describen el modelo termodinámico y determinan la eficiencia

del sistema. Determinan el COP, la transferencia de calor a través del condensador y la temperatura mínima de evaporación.

En 1999 en Alemania, Berlitz et al., hacen una contribución a la evaluación de las perspectivas económicas de los enfriadores por absorción analizando los usos de los diferentes pares de trabajo con los correspondientes beneficios ambientales. Discuten los pares de trabajo bromuro de litio-agua y una solución binaria de hidróxido-agua.

Tamainot y Critoph en 1999 en Gran Bretaña presentan el prototipo de un sistema de refrigeración solar por absorción usando un colector solar tipo CPC que consiste de dos reflectores, dos absorbedores y una cubierta de vidrio. El tubo absorbedor está hecho sin costuras y de acero inoxidable cubierto de una superficie selectiva y contiene aletas de aluminio.

En 2000 García Valladares presentó un estudio completo de la simulación numérica y validación experimental de evaporadores y condensadores integrados a sistemas de refrigeración y aire acondicionado llevando a cabo un análisis total del flujo bifásico (líquido-vapor). Elaboró códigos informáticos para la simulación numérica de condensadores, evaporadores y tubos capilares basándose en las ecuaciones gobernantes sobre volúmenes de control finitos, abordando la simulación de sistemas frigoríficos y de aire acondicionado integrados en base a algoritmos que acoplan la resolución de los elementos que lo integran.

Lorton et al. en 2000 desarrollaron y operaron un enfriador por absorción de alto rendimiento de 10kW de capacidad de refrigeración de doble efecto el cual usa una solución acuosa de hidróxidos metálicos mezclados, como absorbente. Mencionan que el enfriador obtuvo un COP de 0.76 y una capacidad de enfriamiento de 8.8 kW con una temperatura de enfriamiento de 7°C.

Dueñas et al., en 2001 presentan un estudio teórico de un refrigerador solar termoquímico intermitente trabajando con cloruro de bario-amoniaco como absorbente-refrigerante. Los resultados de su estudio presentan relativamente bajas temperaturas de disociación, en un rango de 50 a 60°C con lo cual sugieren que usando un sistema

de colectores solares simple, puede lograrse la temperatura de disociación. La reacción química que se lleva a cabo con éste par es:



y reportan varias ecuaciones para el cálculo de varias propiedades termodinámicas del par de trabajo tales como la presión de vapor en relación a la temperatura donde debe existir un equilibrio entre la fase líquida y de vapor del amoníaco.

En 2001 Joudi y Lafta presentan un trabajo muy completo acerca de la simulación de un sistema de refrigeración por absorción simple para la mezcla bromuro de litio-agua. Este modelo está basado en un detallado balance de energía y masa de cada uno de los componentes del ciclo así como del ciclo completo. Analizan el comportamiento de la película en cada componente. Determinan un modelo por computadora que simula las condiciones del sistema así como la de cada componente tanto del generador como del condensador y del evaporador. El modelo de computadora opera para una gran variedad de condiciones y muestran algunos de los resultados obtenidos en forma de gráficas. También incluyen las dimensiones y el número de tubos de cada uno de los intercambiadores de calor que componen el sistema. Concluyen que la simulación del absorbedor y su representación mediante el modelo propuesto por ellos, resultó exitoso y la validación de dichos resultados se estableció haciendo una comparación con otros trabajos obteniendo resultados similares. Una observación que se puede hacer respecto de éste trabajo es que sus referencias bibliográficas no son muy actuales.

De Francisco et al., en 2002, realizaron un trabajo experimental de un prototipo de un sistema de refrigeración por absorción solar operando con amoníaco-agua para uso en comunidades rurales. Los principales componentes del equipo son: generador, intercambiador de calor, condensador, evaporador y absorbedor; el generador y el intercambiador de calor son componentes multi-tubulares diseñados para transferir calor entre dos fluidos, el resto del equipo es de tubos aletados para aumentar el intercambio de calor con el aire exterior. El sistema incluye también tanques para la solución pobre, la solución rica y el refrigerante. Un tanque de transferencia es usado

en lugar de una bomba para desplazar la solución y se conecta alternativamente entre las zonas de alta y baja presión y abriendo y cerrando válvulas que descargan la solución. Todas las operaciones son controladas manualmente. El calor útil se obtiene a partir de un colector cilíndrico-parabólico que alcanza temperaturas superiores a 150°C la cual es suficiente para operar el sistema de absorción con la mezcla amoniaco-agua. No presentan las ecuaciones que gobiernan el sistema y concluyen que los resultados mostrados son pobremente satisfactorios teniendo bajas eficiencias y mencionan que sin embargo, haciéndole importantes modificaciones, el equipo podría operar satisfactoriamente.

Rivera y Xicale en 2001 llevan a cabo un estudio para determinar los coeficientes de transferencia de calor en dos fases para la mezcla bromuro de litio-agua usada en sistemas de refrigeración por absorción. El rango de concentración de la mezcla es de 48 a 56%, encuentran que el valor del coeficiente de transferencia de calor se incrementa con el flujo de calor y decrece con la concentración de la solución y la diferencia de temperaturas. Los valores del coeficiente de transferencia de calor varían de 1.0 a 4.0 kW/m<sup>2</sup>-°C.

Cervantes y Tórres-Reyes en 2002, llevaron a cabo un estudio experimental en una bomba de calor asistida con energía solar con expansión del refrigerante dentro del colector solar. Definen la máxima eficiencia exergética como la relación del flujo de exergía a la salida y entrada de cada componente del ciclo y es determinada tomando en cuenta los parámetros típicos que se utilizan para calcular el COP. Los experimentos desarrollados arrojaron una diferencia promedio de temperatura en el colector evaporador de 46°C respecto de las condiciones óptimas. En el condensador, la diferencia media de temperatura observada fue de 12°C.

Florides et al. en 2002 modelan, simulan y estudian el efecto calorífico de un sistema doméstico de enfriamiento por absorción usando bromuro de litio-agua como par de trabajo absorbente-refrigerante. Determinaron experimentalmente los coeficientes de transferencia de calor y masa y en el modelo obtuvieron una capacidad de enfriamiento de 11kW. La simulación la llevaron a cabo en el programa TRNSYS obteniendo un

sistema final que consiste de  $15\text{m}^2$  de CPC's inclinados  $30^\circ$  desde la horizontal almacenando 600 litros de agua caliente.

Martínez y Pinazo en 2002 desarrollan un método de análisis de diseño de máquinas de absorción ya que mencionan que la necesidad de entender los procesos que tienen lugar en algunos de los elementos de éstas máquinas, como en el absorbedor, típicamente resultan en la obtención de los coeficientes globales de transferencia de calor con valores seguros lo que acarrea un sobre-dimensionamiento de los intercambiadores. Al final presentan algunos resultados en donde el producto del coeficiente global de transferencia de calor  $U$  por el área de transferencia de calor  $A$  puede aumentar o disminuir según el tipo de intercambiador, así por ejemplo en el evaporador éste producto disminuye en un 21.6%, en el absorbedor aumenta un 9.41% y en el condensador disminuye 34.4%.

Hasan et al. en 2002 llevan a cabo un análisis de primera y segunda ley de un ciclo de refrigeración por absorción usando una fuente de calor solar a partir de un ciclo propuesto por Goswami en 1995 que utiliza agua-amoniaco como mezcla binaria de fluido de trabajo. Obtienen una eficiencia máxima a partir de la segunda ley de 65.8% con una fuente de calor a una temperatura de 420K. Muestran que la más grande contribución de irreversibilidad del ciclo viene del absorbedor, con el rectificador y el intercambio de calor en la solución contribuyendo significativamente.

En 2002, Arzoz et al. modelan un ciclo de refrigeración solar por absorción usando nitrato de litio-amoniaco como par de trabajo utilizando un sistema de colectores solares planos. Presentan un estudio en el que proponen temperaturas de evaporación de hasta  $-15^\circ\text{C}$  usando un sistema de refrigeración de doble etapa: La planta solar consiste de  $50\text{m}^2$  de colectores solares planos, la máquina de absorción tiene una capacidad de 3 kW. El coeficiente global de pérdidas es de  $3.37\text{ W/m}^2\text{-K}$ . El sistema de colectores planos reciben  $26.8\text{ MJ/m}^2$ , el fluido térmico alcanza una temperatura máxima de  $100^\circ\text{C}$  y la instalación solar alcanza una eficiencia de 0.27. La temperatura de condensación es de  $40^\circ\text{C}$  y la temperatura de generación es de  $85^\circ\text{C}$  con lo cual se alcanza un COP de 0.3.

García-Valladares et al. en 2003 llevan a cabo una evaluación para evaporadores de amoníaco de tubo y coraza de pequeña capacidad. El objetivo de su estudio es la evaluación numérica y experimental del evaporador mejorando las superficies de transferencia de calor desarrollando un sistema experimental para evaluarlo. El evaporador de tubo y coraza con aletas externas fue probado, la incertidumbre experimental para la capacidad del evaporador fue estimada en  $\pm 5.5\%$ . Los resultados obtenidos mostraron que los resultados experimentales coincidieron razonablemente bien con la simulación numérica con la capacidad de enfriamiento calculada. La relación de superficie a volumen de  $270\text{m}^2/\text{m}^3$  es una solución intermedia en el uso de evaporadores entre los más caros tales como los de placa ( $>700\text{m}^2/\text{m}^3$ ) y los tradicionales de tubo y coraza con una relación de  $99.2\text{m}^2/\text{m}^3$  todavía usados con mucha frecuencia.

Yattara et al. en 2003 hacen una comparación entre una máquina solar de absorción simple efecto y una de doble efecto con idéntica salida de enfriamiento usando el mismo modelo de colector solar. Hacen un análisis económico y de rendimiento de los dos ciclos habiéndolo llevado a cabo en un amplio rango de condiciones de operación. Los colectores que usan son del tipo tubo de vacío.

En 2004, Venegas et al. en España, llevan a cabo un estudio numérico de los procesos de transferencia de calor y masa durante la absorción en un sistema de refrigeración que utiliza nitrato de litio-agua como par de trabajo. Consideran para ello los absorbentes de alta y baja presión y comparan los resultados con el modelo de Newman (1931) para la transferencia de masa. También evalúan el efecto del subenfriamiento durante la absorción.

En 2005 Venegas et al., estudian un método de absorción en forma de spray usando la solución nitrato de litio-amoníaco. Estimaron los coeficientes de transferencia de masa en un sistema de absorción de doble etapa. Los resultados obtenidos muestran que la masa transferida por éste método es máxima (alrededor del 60%) durante el periodo de desaceleración de las gotas. Este periodo representa alrededor del 13.4% del tiempo requerido para alcanzar el estado de equilibrio hacia el final en la cámara de absorción.

Los resultados muestran que un coeficiente de transferencia de masa  $k_m=18.6 \times 10^{-5} \text{ m/s}$  puede ser obtenido.

### 2.3 Sistemas de refrigeración por adsorción

Bentayeb en 1994 describe un refrigerador solar por adsorción en dos diferentes climas de Marruecos: Rabat con un clima húmedo y Marrakech, seco y caliente, usando como par de trabajo carbón activado-metanol. La simulación numérica mostró que el comportamiento del refrigerador fue diferente de un clima a otro. En Rabat, la temperatura de enfriamiento puede ser mantenida menor a los  $5^\circ\text{C}$  y en Marrakech de  $17^\circ\text{C}$ .

Se han hecho estudios acerca de los sistemas de refrigeración por adsorción tal como el hecho por Tamainot-Telto en 1997 en donde describe un refrigerador por adsorción usando carbón monolítico-amoniaco como par de trabajo. El diseño fue enfocado sobre el generador que consiste en discos de aluminio y carbón monolítico. El modelo de transferencia de calor entre la aleta de aluminio y el par de trabajo, fue validado y comparado con los resultados experimentales. Las temperaturas de evaporación y condensación estuvieron en los rangos de  $-20^\circ\text{C}$  a  $0^\circ\text{C}$  y  $20^\circ\text{C}$  a  $45^\circ\text{C}$  respectivamente.

En 2000, Enibe e Iloeje en Nigeria, presentan un programa denominado simulación para un sistema solar de refrigeración por adsorción, mediante un algoritmo al cual denominan COSSOR. El algoritmo está basado en un modelo matemático transitorio del sistema, es un programa modular secuencial con 50 subprogramas.

Dai y Sumathy en 2003 desarrollan un modelo matemático para determinar la transferencia de calor y masa del adsorbente en un sistema de enfriamiento solar por adsorción con aislante de tubo de vidrio, encuentran que la eficiencia del adsorbedor es de alrededor del 30%.



En 2004, Hidbrand et. al. desarrollan un “nuevo” refrigerador por adsorción de alto rendimiento construido en Yverdon-les-Bains, Suiza usando como par de trabajo silicagel-agua, encontraron que el COP del sistema es de 0.19 describiendo los principios del ciclo, los diferentes componentes de la máquina y los procedimientos de prueba.

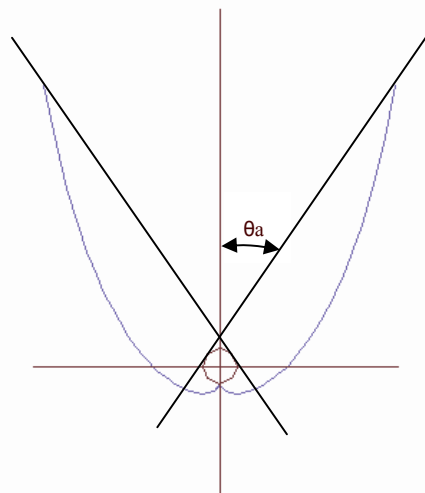
Critoph et al. en 2004 desarrollan un modelo conceptual para un sistema de refrigeración por adsorción basado en un generador tipo placa usando carbón monolítico-amoniaco como par de trabajo. El sistema es simulado con el modelo de diferencias finitas que toma en cuenta la resistencia a la transferencia de calor y masa, los coeficientes de transferencia de calor del fluido, etc. Encuentran que es posible construir un sistema de refrigeración con el par mencionado el cual puede alcanzar un COP de 0.3 usando un diseño basado en una capa de carbón de 2 mm de espesor con placas de acero inoxidable de 0.2 mm, siendo los canales del fluido de 0.5 mm de ancho.

Restuccia et al. en 2004 publican los resultados experimentales y la modelación de un trabajo a nivel laboratorio acerca de un sorbente meso-poroso de silica-gel impregnado con cloruro de calcio usado en sistemas de enfriamiento por adsorción. Las interesantes propiedades de este material que alcanza un COP de 0.6 da una promisoría alternativa al uso común de la zeolita o sílica-gel en unidades de adsorción que utilizan temperaturas de desorción por debajo de los 100°C. Comparan los resultados experimentales con el modelo matemático.

Wang et al. en 2005 estudian un nuevo tipo de adsorbedor para un sistema de enfriamiento capaz de producir hielo instalado en embarcaciones pesqueras usando cloruro de calcio y carbón activado como adsorbentes y amoniaco como refrigerante; la potencia de enfriamiento de este sistema es de 17.1-17.8kW y la temperatura de evaporación de -15°C.

## 2.4 Revisión bibliográfica referente al CPC

En 1974, Winston describe los principios de diseño de un "novedoso" concentrador solar. Se trataba del diseño de un concentrador parabólico compuesto como el que ahora se conoce y en él describe las ecuaciones de diseño. Este desarrollo tuvo su origen en los experimentos hechos por Cherenkov, quién experimentó la forma de concentrar altas cantidades de energía, provenientes de la radiación solar. Presenta un diseño en forma de canal en donde las paredes del mismo reflejan la energía radiante en un en un colector cilíndrico el cual es capaz de captar la radiación solar durante un período de 8 horas al día en un factor de aproximadamente 10, sin necesidad de ajustar la posición del colector. Este colector tiene una gran aceptación, definido por  $\theta_a$  en la figura 2.1, de la luz difusa que concentra el mismo usando imágenes ópticas. De hecho, la eficiencia entre la radiación colectada y la concentración de radiación isotrópica, en comparación con un colector de placa plana, es justo el recíproco del factor de concentración.



**Fig. 2.1** Curva característica del CPC diseñado por Winston mostrando el ángulo de aceptación  $\theta_a$

Más tarde, en 1975, el mismo Winston et al., proponen un principio para maximizar la concentración de radiación sobre un tubo receptor de tamaño general. Empleando éste principio, dan una prescripción general para el diseño de concentradores apropiados a tales tubos receptores. Proponen un espejo cilíndrico para concentrar la radiación sobre el tubo de sección transversal general. Esta sección transversal, puede, por ejemplo, ser circular, ovalada, rectangular o en forma de aleta plana.

Kreith y Kreider (1978), realizaron un balance energético de un CPC basados en los principios básicos de transferencia de calor para los diferentes flujos dentro del colector. Caracterizan un CPC y establecen el modelo matemático del balance de calor para el absorbedor, la apertura de la cubierta (vidrio) y el fluido (véase capítulo 3 sección 3.6 modelación matemática) tomando en cuenta las características ópticas del concentrador tales como su absortancia, reflectancia y emitancia. Además determinan la eficiencia instantánea del CPC y la eficiencia óptica. Además hacen una comparación de los diferentes tipos de CPC en donde se muestra que los que tienen una razón de concentración de 3 a 10, con un ajuste estacional por año, pueden alcanzar temperaturas de 100 a 150°C sin vacío. Los CPC con tubo evacuado pueden llegar a temperaturas superiores a 180°C.

Para 1979 Rabl et al., proponen una serie de consideraciones prácticas para diseñar concentradores parabólicos compuestos. Tales consideraciones se relacionan con la selección del tipo de receptor, el método óptimo para introducir una abertura entre el receptor y el reflector para minimizar las pérdidas ópticas y térmicas; también consideran los efectos de la cubierta de vidrio alrededor del receptor. Tratan también de los errores en el espejo y el desalineamiento del receptor, así como del efecto de la diferencia de temperatura entre el fluido y la placa absorbidora. También analizan las posibilidades de un concentrador de segunda etapa.

Hsieh, en 1981, hace un análisis de colectores tipo CPC en donde desarrolla una formulación matemática para estudiar el proceso térmico del mismo. El colector tiene una cubierta para protegerlo del polvo. Encuentra 4 ecuaciones no lineales para predecir el intercambio de calor entre varias componentes del sistema. También

desarrolló las ecuaciones de eficiencia del colector. La eficiencia del colector es alta y muestra solo una ligera caída operando a altas temperaturas.

Rabl (1985) muestra una tabla en la que se da la fracción de radiación solar aceptada por el CPC a diferentes concentraciones. Así, para un cielo claro con escasa neblina y una relación de concentración de 3, la fracción de energía aceptada es de 0.92.

En 1985 Collares-Pereira, describe y prueba el comportamiento térmico de un CPC de 1.5 de concentración geométrica con otros tipos de colectores. Comparan el comportamiento promedio del CPC con otros dos colectores operando a temperatura constante: uno de placa plana con superficie selectiva y un colector de tubo evacuado, ambos operando a temperaturas entre 35 y 100°C en las condiciones climáticas de Lisboa, Portugal. Concluyen que el comportamiento óptico y térmico descrito es una excelente opción para aplicaciones térmicas superiores a los 100°C, siendo la comparación con los otros dos colectores particularmente favorable.

En 1987 Chakraverty et al., hacen un análisis de un CPC mediante funciones dependientes del tiempo tales como la "intensidad" del sol y la temperatura ambiente. Los cálculos numéricos que hicieron, corresponden a condiciones típicas en verano e invierno en Nueva Delhi. Ellos obtienen que en invierno, la temperatura obtenida fue de 200°C y en verano de 264°C para un flujo másico de 0.003 kg/s. Llegan a la conclusión que en un CPC típico, es posible obtener una eficiencia promedio del 46% habiendo llegado a obtener hasta 55% en el verano.

En 1993, Eames y Norton, llevan a cabo un análisis paramétrico de transferencia de calor en concentradores solares tipo CPC. Usaron un modelo unificado para su comportamiento óptico y físico. Presentan los efectos de la inclinación angular y el ángulo de aceptación sobre la convección libre dentro de la cavidad. Determinan la variación circunferencial del número local de Nusselt en el absorbedor. Una correlación de la transferencia de calor convectiva es obtenida por el promedio del número de Nusselt con respecto al número de Grashof que toma en cuenta el ángulo de

aceptación y la inclinación angular del concentrador, la correlación es válida para concentradores truncados.

Almanza y Muñoz (1994) muestran que con una razón de concentración de 3, un CPC evacuado puede alcanzar temperaturas de 180°C efectuando ajustes diarios, y con dos ajustes al año alcanza 160°C.

Valdés (1996) describe claramente un concentrador tipo canal parabólico. Describe también los factores que intervienen en la elección del diámetro del absorbedor como son: ángulo máximo de incidencia, error de seguimiento, error de superficie de curvatura y cono de radiación solar. Menciona que para tener un receptor con el menor diámetro posible y así reducir las pérdidas térmicas, es necesario seleccionar un ángulo de borde para el espejo de tal forma que se logre minimizar la distancia máxima de la superficie reflejante al foco. Con un ángulo de borde de 90° se minimiza dicha distancia. Calcula la eficiencia óptica que es la eficiencia de captación. Efectúa un análisis óptico geométrico determinando el error de curvatura y de superficie tomando en cuenta los tipos de errores debidos a la construcción del concentrador. Desarrolla un modelo matemático del tubo receptor mediante el balance energético en el tubo absorbedor. Obtiene un modelo global mediante un balance energético basado en la primera ley. Menciona que éste tipo de concentradores operan solo con la componente directa de la radiación solar. Define la razón de concentración como un parámetro importante ya que influye en la temperatura de operación del concentrador. Presenta el método para construir un molde macho para fabricar los concentradores.

Khonkar y Sayigh publican, en 1995, un artículo en donde optimizan el absorbedor tubular de un concentrador parabólico compuesto con el fin de minimizar las pérdidas de calor por radiación en el absorbedor, proponiendo un absorbedor con multicavidades. Obtienen una ecuación para obtener la óptima apertura de la cavidad en función del ángulo del absorbedor y el radio del mismo.

Suzuki y Kobayashi en 1995, presentan un modelo de distribución anual de la insolación y el diseño óptimo de un concentrador parabólico compuesto en el cual se

toman en cuenta dos componentes de la radiación: la difusa y la directa. La radiación directa es supuesta para ser distribuida dentro de un campo de  $\pm 23.5^\circ$  de declinación sobre el hemisferio celeste y la radiación difusa se asume como uniforme. Este modelo de insolación anual deduce que el óptimo ángulo medio de aceptación es de  $26^\circ$  respecto al cambio de la fracción de radiación difusa. Este resultado conduce, según los autores, a la conclusión de que casi en todo el mundo puede usarse un CPC común con una concentración óptima.

Eames y Norton en 1995, describen las consecuencias térmicas y ópticas de introducir baffles dentro de las cavidades de un colector tipo CPC. Comentan que la introducción de baffles dentro de la cavidad del colector, reduce el movimiento total del fluido y por tanto la transferencia de calor convectiva del absorbedor a la cubierta y al reflector. La presencia de un baffle transparente introduce superficies a las cuales la reflexión y la absorción de la radiación incidente resulta. Así también altera el comportamiento óptico. Un movimiento convectivo dentro de la cavidad del CPC cambia con la inclinación del colector, la posición óptima y tamaño de los baffles será diferente para cada inclinación de cada cavidad dada del CPC. Concluyen que la introducción de un baffle dentro de la cavidad de un CPC no evacuado puede incrementar la eficiencia total del colector.

En 1996, Yadav et al., proponen la fabricación de un concentrador parabólico compuesto. El sistema es de 2 m de largo con una apertura de 0.2 m a la salida. El ángulo medio de aceptación es de  $36^\circ$  y el ángulo de inclinación es de  $26^\circ 10'$ . Bajo estas condiciones el sistema alcanzó una temperatura de  $92^\circ\text{C}$ , es decir,  $76^\circ\text{C}$  por encima de la temperatura inicial.

Rönneild et al. también en 1996, construyeron y probaron un CPC de  $13.6\text{ m}^2$  de área y lo compararon con un colector de placa plana, habiendo encontrado una gran diferencia entre ambos ya que mientras en el CPC el producto  $F'\eta_o$ , que es el factor de eficiencia por la eficiencia óptica del CPC, es de 0.75, mientras que en el de placas planas es de 0.80. El producto  $F'U_L$ , que es el producto del factor de eficiencia del colector por el coeficiente de pérdidas de calor, para el CPC es de  $2.5\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{K}$ , mientras que para el de placas planas es de  $3.3\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{K}$ . Explican que la diferencia en el coeficiente global

de pérdidas de calor se debe a la absorción de la radiación solar en los reflectores del CPC.

Azhari y Khonkar en 1996 hacen una comparación entre el comportamiento de un CPC con absorbedor modificado (doble cavidad) y no modificado. Su principal objetivo fue diseñar y desarrollar un sistema de colectores para propósitos de calentamiento. El fin fue incrementar la eficiencia del concentrador cilíndrico parabólico CPC, proponiendo una modificación en el absorbedor que consiste en introducir dos cavidades dentro del absorbedor procurando que dichas cavidades estén colocadas en la más apropiada localización. Los autores obtienen resultados en los que la eficiencia se incrementó un 60% en relación al valor del CPC no modificado. En las pruebas hechas por ellos, obtienen un incremento de la eficiencia de 32.2% a un 49.7% con el CPC modificado.

Tripanagnostopoulos y Yianoulis, en 1996, presentan un trabajo en el que dan a conocer un sistema de colectores tipo CPC con multicanal absorbedor. Se trata de un CPC estacionario con espejos simétricos y asimétricos. En estos colectores la distribución de la radiación solar sobre la superficie del absorbedor no es uniforme existiendo áreas de alta y baja intensidad dependiendo de la posición del sol relativa al colector. Este efecto es usado para incrementar la eficiencia del colector si el absorbedor es plano y dividido en varias secciones las cuales forman los canales por donde fluye el fluido de trabajo. Presentan el análisis óptico y el análisis experimental de modelos con absorbedor de 4 canales, uno simétrico y otro asimétrico. El resultado muestra una eficiente operación en un rango de temperaturas de 100 a 200°C.

Gordon et al., en 1996, introducen un estudio en el cual dan un salto grande en la energía anual entregada en concentradores solares estacionarios y las implicaciones que esto puede tener para el diseño óptico del concentrador. Después de hacer algunas consideraciones se preguntan ¿que función para el ángulo de aceptación del concentrador es la más adecuada para la entrada del flujo natural de la radiación y cuánta energía puede entregar el concentrador? Plantean que el recientemente inventado "tailored edge-ray concentrator" (TERC), o borde recortado en el concentrador, podría ser usado para determinar el contorno óptimo del reflector, dada la

función óptima del ángulo de aceptación. Demuestran que un TERC totalmente estacionario puede tener alrededor de 3 veces la concentración geométrica de un CPC estacionario con una mayor energía entregada por área del absorbedor.

Valdés (1996) describe claramente un concentrador tipo canal parabólico. Describe también los factores que intervienen en la elección del diámetro del absorbedor como son: ángulo máximo de incidencia, error de seguimiento, error de superficie de curvatura y cono de radiación solar. Menciona que para tener un receptor con el menor diámetro posible y así reducir las pérdidas térmicas, es necesario seleccionar un ángulo de borde para el espejo de tal forma que se logre minimizar la distancia máxima de la superficie reflejante al foco. Con un ángulo de borde de  $90^\circ$  se minimiza dicha distancia. Calcula la eficiencia óptica que es la eficiencia de captación. Efectúa un análisis óptico geométrico determinando el error de curvatura y de superficie y tomando en cuenta los tipos de errores debidos a la construcción del concentrador. Desarrolla un modelo matemático del tubo receptor mediante el balance energético en el tubo absorbedor. Asimismo desarrolla un modelo global mediante un balance energético basado en la primera ley de la termodinámica, menciona que éste tipo de concentradores operan solo con la componente directa de la radiación solar. Define la razón de concentración como un parámetro importante ya que influye en la temperatura de operación del concentrador. Presenta el método para construir un molde macho para fabricar los concentradores.

También en 1996, Kothdiwala et al., estudian el comportamiento óptico de un absorbedor asimétrico invertido en un CPC. Para hacerlo, desarrollaron un modelo numérico por computadora utilizando la técnica del seguimiento del rayo para simular las características ópticas del absorbedor. El conocimiento es adquirido al separar los efectos de las propiedades directa y difusa de la insolación total sobre el rendimiento óptico. Al incrementar la abertura del absorbedor, se esperaba que la altura disminuyera las pérdidas de calor por convección y sobre el rendimiento del colector y la reducción del gasto en la eficiencia óptica. Presentan los resultados en un análisis gráfico de la eficiencia óptica contra la altura de la abertura del absorbedor, la reflectividad y el ángulo de aceptación.



En 1998, Khalifa y Mutawalli estudiaron el efecto en el rendimiento térmico al ajustar en dos grados de libertad un CPC. Un sistema electromecánico de ajuste y dos concentradores tipo CPC fueron diseñados y construidos para el propósito de la investigación. Dos casos fueron examinados: el primero, una carga de alimentación fue usada donde no había flujo a través del colector; en el segundo, se usaron diferentes flujos de agua a diferentes velocidades en régimen permanente. En ambos casos, las variaciones en la temperatura del agua fueron monitoreadas. El ajuste en el CPC mostró un mejor rendimiento con un incremento en la energía colectada superior en un 75% comparado con un concentrador idéntico fijo.

Tamainot et al., en 1999, reportan el uso de un CPC para operar un sistema de refrigeración por absorción consistente de dos reflectores, dos absorbedores y una cubierta de vidrio. El absorbedor está hecho con tubo de acero cubierto con una superficie selectiva y con aletas de aluminio, carbón activado y amoníaco en su interior. Los dos reflectores están aislados térmicamente en su parte inferior. El CPC tiene una relación de concentración de 2.37 que corresponde a un ángulo medio de incidencia de 25°. El diseño tiene una potencia de entrada de 500 W la cual puede proveer una potencia de enfriamiento de 120 W aproximadamente dependiendo de las condiciones climáticas.

Fraideraich et al., en 1999, describen un modelo matemático para el comportamiento óptico y térmico de un colector CPC con absorbedor cilíndrico, cuando el coeficiente de pérdidas de calor depende de la temperatura. Detallan el balance de energía en el absorbedor, el reflector y la cavidad de la cubierta del CPC como una función de la temperatura del absorbedor y del nivel de radiación solar. Usando una aproximación polinomial para las pérdidas de calor, calculan la eficiencia del CPC. Los resultados numéricos muestran que el comportamiento del concentrador solar está dado por un juego de curvas, una para cada nivel de radiación. Basados en la solución obtenida, proponen hacer un diagrama de la eficiencia contra la relación de los coeficientes de transferencia de calor en el interior del absorbedor bajo condiciones de estancamiento. El juego de curvas características lleva entonces, a una curva sencilla que no depende del nivel de radiación solar. La nueva forma de obtener una gráfica de la eficiencia térmica del colector, permite medir, en un amplio rango, los niveles de radiación solar

mediante una sencilla curva, y permite representar el comportamiento de diferentes clases de colectores tales como de placa plana, de canal parabólico, cuyas pérdidas de calor están representadas por un polinomio de segundo grado.

En 1999, Kothdiwala et al., llevan a cabo una comparación entre un absorbedor tubular asimétrico y uno simétrico en un concentrador parabólico. Muestran que, sobre un rango relevante de condiciones de operación, un absorbedor plano y asimétrico tiene una eficiencia de conversión solar de 10 a 15% mayor que un absorbedor tubular simétrico.

También en 1999, Smyth et al, dan a conocer un procedimiento experimental para determinar las distribuciones de flujo de energía solar sobre el eje del absorbedor en un CPC. Determinaron una relación entre la intensidad de insolación y la velocidad de elevación de temperatura, basada en la curva de respuesta tiempo vs. temperatura obtenida de termopares expuestos a la radiación solar directa.

Asimismo Tripanagnostopoulos et al., también en 1999, diseñaron, construyeron y probaron un colector solar tipo CPC de bajo costo. El colector consiste de dos absorbedores separados, los cuales están horizontalmente incorporados en un espejo estacionario asimétrico dentro del CPC. La operación eficiente de los colectores propuestos, es debida a la absorción directa de la radiación solar y a la supresión de las pérdidas térmicas por la superficie invertida de ambos absorbedores. Dos tipos de colectores con el mismo diseño básico son presentados, el primer tipo tiene absorbedores tubulares los cuales son usados para calentamiento directo de agua y el segundo tiene un absorbedor tipo aleta plana con tubo. Los resultados mostraron que los colectores propuestos operan eficientemente y son apropiados para aplicaciones de calentamiento de agua ya que manejan rangos de temperatura menores a 100°C.

Feuermann et al. en 1999, ofrecen una alternativa simple mediante un concentrador solar de dos etapas que puede llegar a altos flujos de concentración y a altas eficiencias de colección. Las posibles virtudes prácticas son: 1) una gran abertura entre el absorbedor y el espejo secundario; 2) un restringido rango angular sobre el absorbedor;

y 3) un receptor virado hacia arriba donde la energía colectada, puede ser extraída mediante la parte sombreada de la parábola. Usaron el diagrama eficiencia-concentración para caracterizar los concentradores solares y para evaluar las mejoras en el concentrador secundario.

Muschaweck et al., en 2000, presentaron un trabajo sobre reflectores optimizados sin ajuste con absorbedores tubulares. Obtienen una aproximación para encontrar la forma del reflector para colectores solares sin ajuste. Consideran un absorbedor cilíndrico y el reflector con simetría traslacional. Bajo circunstancias ideales, los rayos directos en los reflectores, pueden optimizarse. Sin embargo, no está claro como puede ser formado un reflector óptimo a fin de obtener la máxima energía utilizable para temperaturas dadas de operación bajo condiciones prácticas como una reflectividad menor que la unidad, datos reales de radiación, límites en el tamaño, y abertura entre el reflector y el absorbedor. Para un prototipo de colector con reflector de rayos simétricos y absorbedor tubular, derivan, de medidas calorimétricas, bajo condiciones de salida, la eficiencia óptica como una función del ángulo de incidencia. Usando una optimización numérica y el seguimiento del rayo, comparan un reflector simétrico truncado, con un reflector asimétrico truncado y de forma libre y encuentran que éste último es el óptimo. Para condiciones razonables de operación, el reflector asimétrico truncado, permite un mucho mejor uso del suelo y es fácilmente adaptable a diferentes tipos de techos inclinados con cambios marginales en la construcción del colector. Excepto cerca del ecuador, se podría incrementar la energía utilizable anual por tubo absorbedor en algún porcentaje en comparación con los colectores de reflectores simétricos. Agregan un apéndice en donde la energía utilizable anual de una cierta unidad de absorbedor-reflector se compone de tres pasos: 1. Determinar la concentración como una función de la dirección del rayo, 2. Determinar concentraciones para la irradiación difusa del cielo y la tierra por integración numérica sobre direcciones arriba y abajo del horizonte, respectivamente y 3. Calcular la potencia utilizable integrando la radiación absorbida excediendo las pérdidas dadas las pérdidas en el umbral sobre el tiempo, por la radiación directa y difusa y la superficie de albedo.

Winston en 2001, en sus comentarios acerca de los concentradores ajustables (CR=2-10) que hace en *Solar Energy, the State of the Art*, pp. 378 (véase Gordon, J., 2001), menciona que reduciendo el ángulo de aceptación de 30° a 6° todavía permite concentrar el suficiente calor que puede ser aprovechable en un cierto proceso. La frecuencia requerida de ajuste de los concentradores que se encuentran en este rango, aumenta rápidamente conforme aumenta la relación de concentración CR; así un concentrador con CR=3 requiere solo dos ajustes al año, mientras uno con CR=10 requiere casi ajustes diarios. Así los sistemas de esta clase pueden ser caracterizados como cuasi-estáticos, tales colectores y sistemas han sido exitosamente operados para aplicaciones térmicas y fotovoltaicas a escala comercial. Menciona algunas aplicaciones como un sistema de concentradores parabólicos compuestos (CPC) del tipo no evacuado con un CR=3 que se utilizó para calentamiento en un ambiente muy frío en el invierno instalado en un edificio escolar en una reservación de Navajos en Breadsprings, Nuevo México, los colectores están orientados solo para utilizarse en invierno. Un significativo trabajo sobre este tipo de cuasi-estáticos lo ha llevado a cabo la Universidad Politécnica de Madrid así como la Universidad de Ulster en el norte de Irlanda.

## 2.5 Acerca de las superficies selectivas

En cuanto a los estudios llevados a cabo para mejorar la superficie absorbente, en 1999 Yueyan y Xiaoji llevan a cabo un estudio sobre superficies selectivas absorbentes para colectores solares del tipo tubo evacuado en donde aplican un revestimiento absorbente por medio de una película depositada por rocío, compuesta de AlN-Al. Después de aplicar 8 capas de este compuesto a una temperatura de 400°C durante 60min, la absorptancia es de 0.95 mientras que la emitancia es de 0.07 a 0.08. Dicen que este tipo de aplicación es ideal para temperaturas al vacío entre 150 y 300°C. Mencionan que este tipo de superficie ha sido utilizada en los tubos evacuados de colectores solares en China.

Tesfamichael et al. en 2001, llevaron a cabo la caracterización óptica de pigmentos blancos para aplicaciones en superficies selectivas como pinturas absorbentes. Proponen un método para caracterizar las propiedades ópticas de partículas de pigmentos y de polvos. Midieron la transmitancia y la reflectancia total y difusa para obtener los coeficientes de absorción por unidad de longitud para las partículas que son dispersadas en una matriz continua. El método fue aplicado a dos pigmentos,  $\text{FeMnCuO}_x$  y carbón negro. Los coeficientes de absorción estuvieron en el rango de 0.053%-0.53% para  $\text{FeMnCuO}_x$  y de 0.076%-0.31% para el carbón negro. Mencionan que obtuvieron estos rangos debido a la dependencia lineal de los coeficientes como una función de la fracción de volumen.

En 2002, Wazwaz et al. publicaron los resultados del comportamiento de una superficie selectiva a base de níquel-óxido de aluminio pigmentado mediante un prototipo experimental probado en días con cielo claro. La superficie se aplicó en un colector solar plano habiendo calculado un máximo flujo colectado entre 590-699  $\text{W/m}^2$ . La eficiencia estuvo en un rango de 0.73-0.78. La absortancia fue de 0.92-0.97 mientras que la emisividad fue de 0.110-0.225.

Boström et al., en 2003, presentan un novedoso método para fabricar una solución química. La película selectiva absorbente es de nano-partículas de níquel incrustadas en una matriz dieléctrica de alúmina. Después de aplicarla resulta una superficie homogénea y suave. La técnica es aplicar una solución de níquel y aluminio mediante un sistema de eyección sobre un sustrato de aluminio usando un revestimiento giratorio (spin), seguido de un tratamiento térmico. Películas suaves y homogéneas con un contenido de níquel de 0 a 80 % fueron producidas, mencionan que el contenido óptimo de revestimiento de níquel es de 65%, un espesor de  $0.1\mu\text{m}$  y un tamaño de partícula de alrededor de  $10\text{nm}$ . La capa absorbente alcanza una absortancia de 0.83 y una emitancia de 0.03. Mencionan que agregando una capa antireflectora sobre la parte superior de la primera capa absorbente, mejora el rendimiento del absorbedor; el revestimiento óptimo con la capa antireflectora alcanzó una absortancia de 0.93 y una emitancia de 0.04.

También en 2003, Farouq y Lee, presentan un simulador con el fin de investigar el diseño más simple posible de la composición de una superficie selectiva. Una muy alta absorción es alcanzada cuando la superficie no tiene una composición uniforme en el sentido que el índice de refracción es mas alto cercano a substrato de metal y entonces decrece gradualmente hasta llegar a la interfase con el aire.

Klansjek et al. en 2003 publican un trabajo acerca de la influencia de los parámetros de dispersión de la pintura sobre la selectividad espectral de revestimientos negros-pigmentados donde calcularon, en términos de absorción efectiva capacidad de dispersión, las propiedades ópticas de diferentes negros-pigmentados. Pinturas con la misma composición fueron preparadas para diferentes grados de dispersión de pigmento y caracterizadas por el tamaño promedio de pigmento aglomerado presente en el sistema de transporte de pigmentación. Diferentes pinturas fueron aplicadas a hojas delgadas de aluminio en dos formas: por medio de un revestimiento arrollado y en forma de spray. El grosor del pigmento y la técnica de aplicación de la pintura influyen sobre la selectividad espectral lo que finalmente determina el rendimiento de la superficie selectiva.

## **CAPÍTULO 3**

### **CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA**

#### **3.1 Introducción**

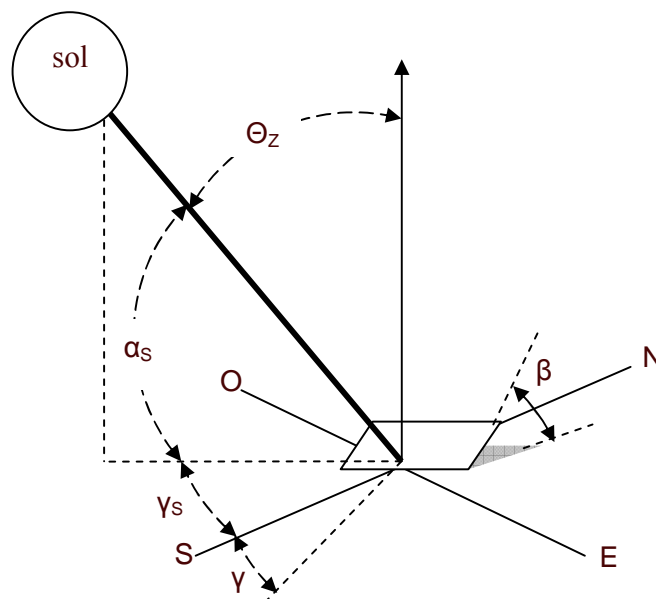
Se hace en primer lugar un estudio de la posición solar y sombreadamiento a lo largo de un año en Temixco, México. Esto es necesario ya que a futuro se pretende que estos equipos se instalen, principalmente, en comunidades rurales en donde los árboles y/o construcciones pueden obstruir la radiación solar en determinada época del año, el estudio de la posición solar asegura que en el lugar que se instale el refrigerador, no tendrá sombra en alguna época del año. En seguida se llevó a cabo un análisis de la radiación solar en la localidad para conocer la disponibilidad de energía térmica que es posible captar a lo largo del año. Se realizó un análisis dimensional del CPC tomando en cuenta la relación de concentración que se requiere según los requerimientos energéticos y se hizo la simulación de la radiación incidente en el CPC por el método del trazado de rayos. Se definen las características del sistema de refrigeración solar detallando cada uno de los aspectos tanto en sus dimensiones como en sus propiedades ópticas y termodinámicas, se presenta el modelo matemático con el cual se realizó el balance de energía del sistema y la simulación, asimismo se dan los resultados obtenidos, llevando a cabo un análisis de sensibilidad del sistema. Se presentan también los resultados de la simulación del condensador y del evaporador llevados a cabo por García (2003) para éste proyecto.

#### **3.2 Posición solar y sombreadamiento**

En el Centro de Investigación en Energía de la UNAM, se localiza una plataforma solar ubicada al sur de las instalaciones, que es donde se instaló el equipo de refrigeración solar, dicha plataforma dispone de espacio suficiente para colocar el refrigerador sin que existan, edificios, árboles o cualquier otro tipo de obstrucción que evite la incidencia de los rayos solares durante todo el día, sin embargo si el sistema fuese instalado, como se pretende a futuro, en algún lugar que tuviera cerca este tipo de posibles

obstrucciones, se hace necesario realizar un estudio de la posición solar durante todo el año que asegure que donde se coloque tendrá siempre soleamiento ya que pudiera ser que en cierta estación del año sí tuviera soleamiento durante todo el día pero en otras no.

Lo anterior se logra graficando para cada día del año el ángulo solar azimuth  $\gamma_s$  contra el ángulo de altitud solar  $\alpha_s$ . El ángulo azimuth se define como el desplazamiento angular desde el sur de la proyección de la radiación directa sobre el plano horizontal (Duffie y Beckman, 1991), en otras palabras, es el ángulo entre la componente horizontal del rayo solar con el eje sur de la superficie terrestre, mientras que la altitud solar se define como el ángulo entre la horizontal de la superficie terrestre y la línea del sol, es decir, el complemento del ángulo zenith  $\theta_z$  el cual a su vez, es el ángulo entre la vertical y la línea del sol (véase figura 3.1).



**Fig. 3.1** La gráfica muestra el ángulo zenith  $\theta_z$ , el azimuth  $\gamma_s$ , el de altitud solar  $\alpha_s$ , el azimuth de superficie  $\gamma$  y el de inclinación de una superficie  $\beta$ . (Duffie y Beckman, 1991)



En la figura 3.2 se observa la gráfica del ángulo azimuth  $\gamma_s$  contra la altura solar  $\alpha_s$ , para los días 1 de cada mes del año para una latitud de  $18.9^\circ$  que es la de Temixco, Morelos.  $\gamma_s$  se calcula a partir de la ecuación:

$$\gamma_s = C_1 C_2 \gamma'_s + C_3 \left( \frac{1 - C_1 C_2}{2} \right) 180 \quad (3.1)$$

siendo:

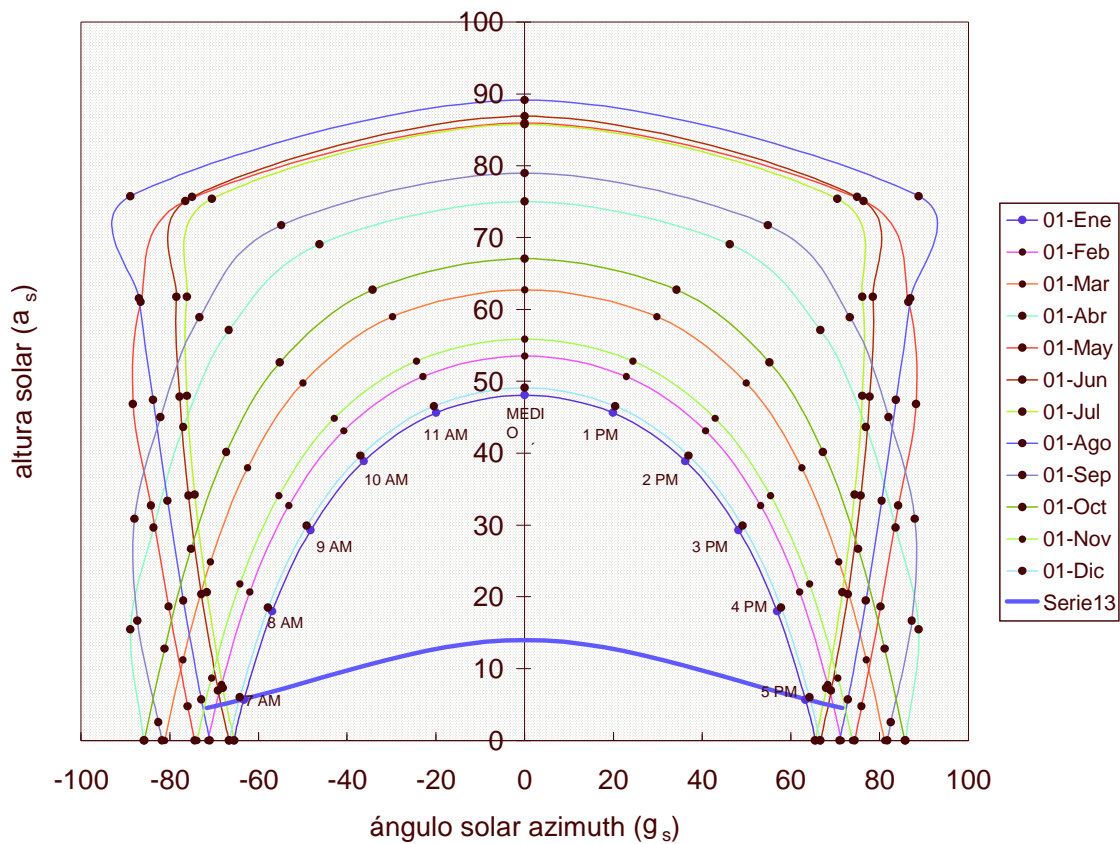
$$\text{sen} \gamma'_s = \frac{\text{sen} \omega \cos \delta}{\text{sen} \theta_z} \quad (3.2)$$

las constantes están en función del ángulo horario  $\omega$ .

La altitud solar  $\alpha_s$  se determina con funciones trigonométricas simples en relación al objeto del que se desea conocer el sombreado a lo largo del año.

La gráfica muestra con línea gruesa el perfil de sombreado que ocasionaría una pared situada a 10 m del concentrador solar, la pared tiene 2.5 m de altura. Como se observa, la pared causaría sombreado solo antes de las 7 horas y después de las 17 horas en algunos meses del año lo cual para efectos de aprovechamiento de la radiación solar no tendría mayores repercusiones.

El situar un objeto en una gráfica como la de la figura 3.2 es de gran utilidad para asegurar que un equipo reciba todo el año la radiación solar sin obstrucciones.



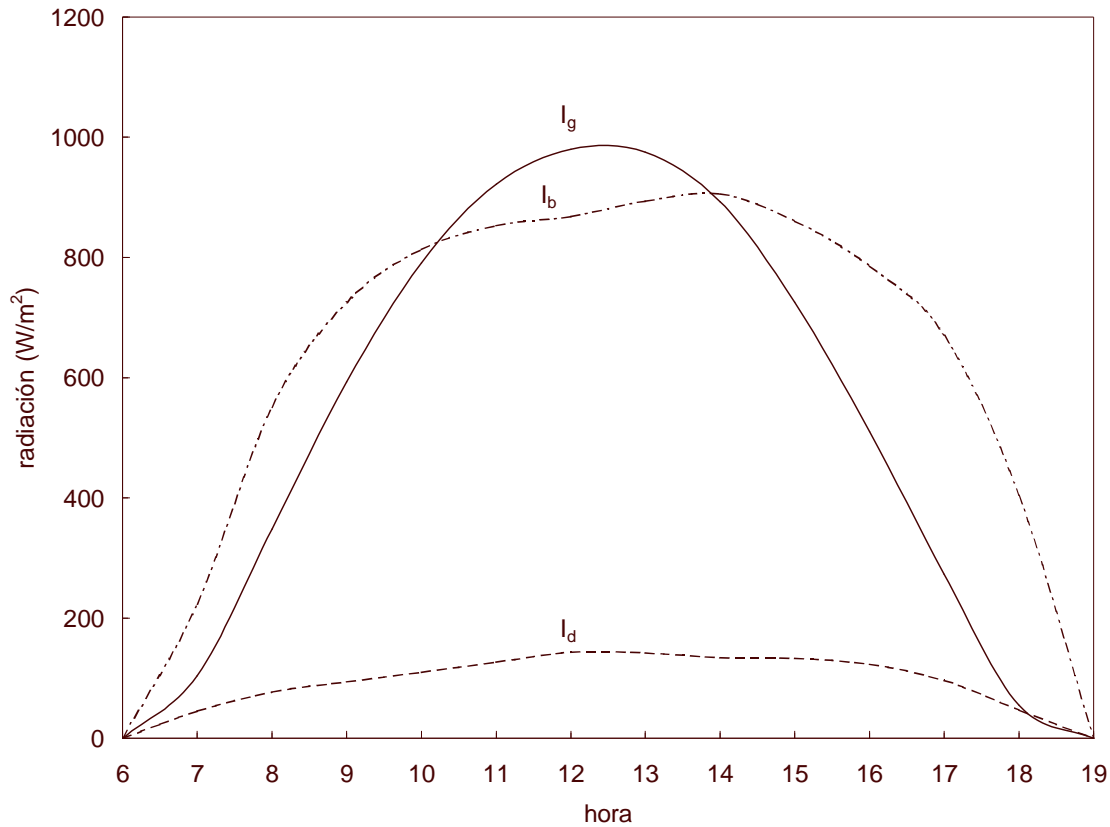
**Fig. 3.2 Ángulo solar azimuth y altura solar para los días 1 de cada mes en Temixco Morelos**

### 3.3 Análisis de la radiación solar

Con el fin de determinar la cantidad de energía solar que es posible captar en las diferentes épocas del año, se hizo necesario hacer un análisis de la radiación solar disponible en la ciudad de Temixco, Morelos, que es donde el equipo experimental se montó.

En el estudio se consideraron 7 días de cada estación, un total de 28 días. Los datos fueron proporcionados por Coordinación de Concentración Solar del CIE que cuenta con una estación meteorológica que obtiene los datos de radiación solar diaria entre otros parámetros. La figura 3.3 muestra la radiación solar directa, difusa y global que se

produjo el 31 de marzo de 2001 en Temixco. Gráficas similares se obtuvieron para los meses de enero, julio y noviembre del mismo año obteniéndose los valores más altos en el mes de marzo.



**Fig. 3.3** Radiación solar global  $I_g$ , directa  $I_b$  y difusa  $I_d$  el 31 de marzo de 2001 en Temixco, Morelos

La tabla 3.1 muestra los valores de la radiación solar directa  $I_b$  en Temixco, Morelos, para los 28 días tomados como referencia en el estudio. La radiación directa es la que tiene mayor impacto en el comportamiento térmico del CPC como se puede apreciar en la gráfica de la figura 3.3.

**Tabla 3.1 Radiación solar directa en W/m<sup>2</sup> en Temixco, México**

hora	Ene-21	Ene-22	Ene-23	Ene-24	Ene-25	Ene-26	Ene-27
6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
7	11.0	11.7	3.3	9.8	9.6	9.5	9.4
8	153.3	140.2	172.5	118.1	126.3	115.6	92.9
9	428.3	423.4	454.0	362.2	380.5	355.3	320.0
10	599.8	620.9	612.5	529.3	554.8	523.0	500.3
11	686.5	728.1	728.0	672.7	667.0	623.3	619.1
12	793.0	786.1	784.2	730.4	721.3	684.8	712.3
13	871.5	849.0	843.3	780.3	753.5	740.8	789.5
14	939.2	805.9	895.6	806.2	709.9	729.7	690.3
15	924.3	797.6	958.4	812.1	642.0	692.4	495.0
16	700.0	793.8	750.0	689.4	560.1	656.8	315.0
17	380.0	400.0	450.0	580.0	420.0	516.3	115.0
18	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	Mar-24	Mar-25	Mar-27	Mar-28	Mar-29	Mar-30	Mar-31
6	0	0	0	0	0	0	0
7	104.45	99.54	105.63	197.83	211.55	209.80	223.23
8	385.62	335.86	394.85	483.66	522.56	536.66	550.67
9	573.42	516.77	559.12	635.15	687.36	707.21	725.53
10	693.35	639.44	675.94	770.43	612.70	758.40	812.76
11	763.55	769.35	729.08	857.01	808.87	888.88	852.77
12	810.24	803.15	799.64	888.70	866.07	932.91	867.85
13	764.64	820.43	822.11	848.37	733.48	963.04	893.53
14	212.50	578.89	694.01	926.68	685.84	971.32	905.85
15	398.13	11.85	685.00	887.46	609.70	956.56	860.75
16	300.00	0.00	671.86	751.22	497.10	950.88	786.38
17	180.00	0.00	399.06	601.24	169.00	408.16	669.70
18	0.00	0.00	25.00	100.00	59.00	89.00	403.91
	Jul-06	Jul-07	Jul-08	Jul-09	Jul-10	Jul-11	Jul-13
6	128.23	0.00	202.14	0.00	0.00	0.00	0.00
7	484.74	196.95	565.79	377.64	131.77	40.16	69.04
8	668.17	440.26	720.39	579.77	319.46	349.97	39.32
9	774.91	603.81	791.24	737.41	393.69	111.92	499.09
10	809.54	690.30	837.86	842.38	456.37	469.98	602.77
11	833.72	748.93	859.37	856.18	520.47	794.04	710.25
12	825.90	798.74	866.79	857.66	601.08	715.19	843.18
13	781.03	805.74	827.35	867.54	470.90	873.55	816.58
14	739.15	751.61	840.14	743.61	464.31	914.98	864.99
15	636.10	351.77	806.07	691.57	447.62	738.50	690.30
16	516.72	475.91	752.49	458.00	503.00	560.60	606.20
17	399.20	228.35	611.51	180.00	301.80	360.90	357.20
18	136.24	86.00	283.00	0.00	75.70	16.43	95.00
	Nov-01	Nov-02	Nov-04	Nov-05	Nov-06	Nov-08	Nov-10
6	0	0	0	0	0	0	0
7	120.17	88.32	120.93	40.39	115.72	105.77	70.65
8	443.66	279.67	492.60	325.47	479.54	353.93	393.13
9	549.21	610.89	653.07	491.86	686.77	676.39	596.01
10	762.27	699.89	769.54	658.73	767.35	759.76	693.50
11	828.59	775.12	816.48	697.38	841.99	812.14	616.48
12	853.48	816.34	863.84	784.01	866.32	875.38	813.62
13	866.97	824.61	864.30	747.54	812.34	785.00	810.49
14	655.60	801.87	834.62	664.91	269.75	677.00	829.79
15	715.40	799.53	758.11	566.33	520.55	452.00	690.30
16	637.91	730.72	349.00	361.00	503.00	361.90	606.20
17	423.90	170.00	122.00	95.00	301.80	156.60	357.20
18	4.71	0.00	6.68	3.28	75.70	5.22	95.00

### 3.4 Análisis del CPC

En la simulación numérica, se llevó a cabo un estudio de la relación de concentración (CR) requerida para obtener el calor útil  $q_u$  (véase sección 3.6) necesario para que se lleve a cabo el ciclo de refrigeración intermitente. Basado en ese estudio, se hace un análisis del truncamiento del CPC, considerando la CR, el ángulo de aceptación  $\theta_{max}$  y las dimensiones. Utilizando el programa AutoLisp se llevó a cabo una simulación del trazado de rayos en dos dimensiones que muestra las áreas de calentamiento del absorbedor para diferentes ángulos.

#### 3.4.1 Truncamiento del CPC

El truncamiento de un CPC se hace necesario primeramente para ahorrar material del espejo (superficie reflectora) en una forma considerable y segundo, para que sus dimensiones se reduzcan considerablemente y ocupe menor espacio.

Mc Intire en 1979 propuso el método para truncar un CPC el cual consiste en trazar la curva completa con la relación de concentración CR correspondiente según los requerimientos energéticos del sistema a utilizar. Para conocer el punto de truncamiento, sobre los mismos ejes, se grafica la curva correspondiente a la relación de concentración con la cual se desea truncar, entonces se traza una línea tangente al punto superior de la curva de truncamiento, esta línea también es paralela al eje del CPC; el punto donde la tangente corta a la curva con CR inicial es el punto donde se realiza el truncamiento.

En la figura 3.4 se muestra un ejemplo gráfico de truncamiento. El CPC que tiene una relación de concentración  $CR=5$ , sin truncar alcanza una altura de casi 5 m, el truncamiento mostrado es a una relación de concentración  $CR'=3$  que es la curva que tiene una altura total un poco mayor a los 3 m. Como se aprecia, se trazaron líneas paralelas a ésta última curva; los puntos donde estas líneas cortan a la curva más alta, es el punto de truncamiento, se trazó una línea perpendicular mas gruesa para resaltar

dichos puntos. Puede notarse que de una altura original cercana a los 5 m, la altura se reduce a 1.20 m, esto implica un importante ahorro de material y considerable reducción de las dimensiones del equipo.

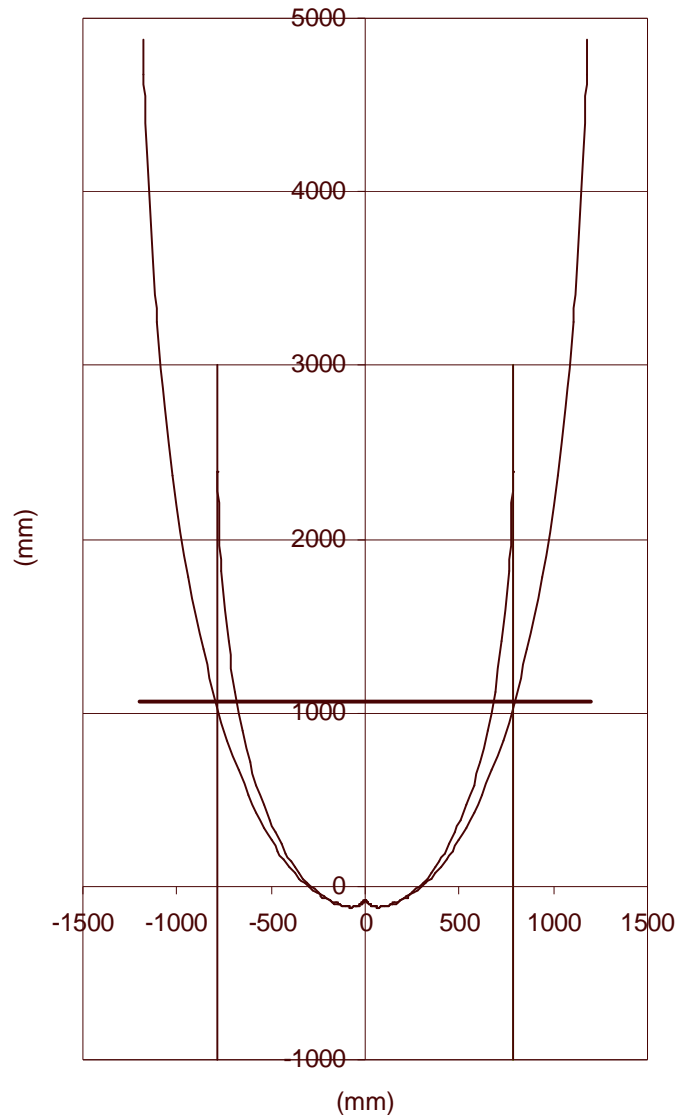


Fig. 3.4 Procedimiento para truncar un CPC

Un CPC con absorbedor cilíndrico se diseña en base a la relación de concentración que se requiere y al diámetro exterior del absorbedor. Así, para el caso que se trata, la simulación del sistema, la cual se presenta en la sección 3.4.2, arrojó que la relación de concentración (CR) necesaria para alcanzar una temperatura media de generación de 120°C es de 4. El sistema por diseño requiere que el diámetro nominal del absorbedor

sea de 0.1524 m (6") con una longitud de 1.40 m, así el ángulo de aceptación del CPC para ésta relación de concentración es de 14.48 grados. El diseño original del concentrador sin truncamiento tiene una altura cercana a los 4 m lo que obviamente resultaría inconveniente y poco práctico además de incosteable, por tanto se hace necesario truncarlo, lo cual se puede llevar a cabo básicamente bajo tres criterios:

- Truncar a partir de la CR de diseño lo cual elimina una considerable cantidad de material en la construcción del espejo (superficie interna del CPC) pero reduce la CR original disminuyendo la energía captada.
- Truncar partiendo de una CR mayor a la de diseño para que al hacerlo, se trunque hasta la CR de diseño con lo cual se mantiene la captación de energía calculada originalmente.
- Una combinación de las dos anteriores, es decir, truncar disminuyendo la CR original pero partiendo de una CR mayor, lo que permite que se ahorre material del espejo y la CR de diseño se reduzca lo menos posible.

El criterio que se utilizó en este caso fue el tercero ya que dadas las dimensiones del absorbedor se tomaron en cuenta tanto las dimensiones como la CR. Cabe hacer notar que entre mayor sea la CR, menor será el ángulo de aceptación  $\theta_{max}$  lo cual reduce el tiempo de radiación solar máxima que es posible captar durante el día, éste criterio también se tomó en cuenta para decidir el truncamiento más adecuado.

La tabla 3.2 muestra las dimensiones del CPC con diferentes truncamientos, nótese como por ejemplo en los dos primeros renglones de la tabla, para una CR=4 la altura del CPC es de 1.61 m mientras que para CR=5 la altura disminuye a 1.29 m es decir se reduce 32 cm, sin embargo, el ángulo de aceptación disminuye casi 3 grados lo que implica que se cuenta con casi media hora menos de concentración máxima lo que definitivamente influye en el rendimiento del sistema.

La figura 3.5 muestra las curvaturas para relaciones de concentración CR desde 4 hasta 7 mostrando también la curvatura de la CR a la que se desea truncar que en este caso es de 3.3 mostrando la línea de truncamiento, dando una idea clara de las

dimensiones para cada curvatura y del ahorro considerable de material que se tiene al truncar.

Finalmente, y después de revisar los diferentes criterios, se decidió truncar a una  $CR'=3.3$  a partir de un CPC de  $CR=4$  con lo que se tiene un ángulo de aceptación  $\theta_{max}=14.48^\circ$  lo que implica que se tendrán cerca de dos horas de concentración solar máxima. Al elegir este criterio se tenía la desventaja de que el CPC iba a ser mas grande que el resto del sistema de refrigeración.

El criterio también depende del uso que se le pretende dar al refrigerador, por ejemplo no es lo mismo conservar vacunas a una cierta por varios días que mantener congelado una cierta cantidad de pescado durante 24 horas para su consumo al día siguiente, en el primer caso se debe asegurar la suficiente cantidad de amoniaco para días nublados ya que las vacunas se echarían a perder, por tanto el CPC debe ser de mayor capacidad de generación. En el segundo, se podría cocinar el pescado y mantenerlo a menor temperatura conservándose en buen estado las 24 horas, por tanto el CPC puede ser de menor tamaño y CR.

**Tabla 3.2 Comparación de las dimensiones de un CPC para un diámetro exterior del absorbedor de 168.3 mm**

relación de concentración	truncamiento	altura	ancho	longitud de la curva	ángulo de aceptación
CR	CR'	(mm)	(mm)	(mm)	(grados)
4	3.3	1610	1740	3970	14.48
5	3.3	1290	1740	3370	11.54
5	3.5	1510	1850	3830	11.54
6	3.3	1160	1740	3120	9.59
6	3.5	1330	1850	3500	9.59
7	3.3	1070	1740	2990	8.21



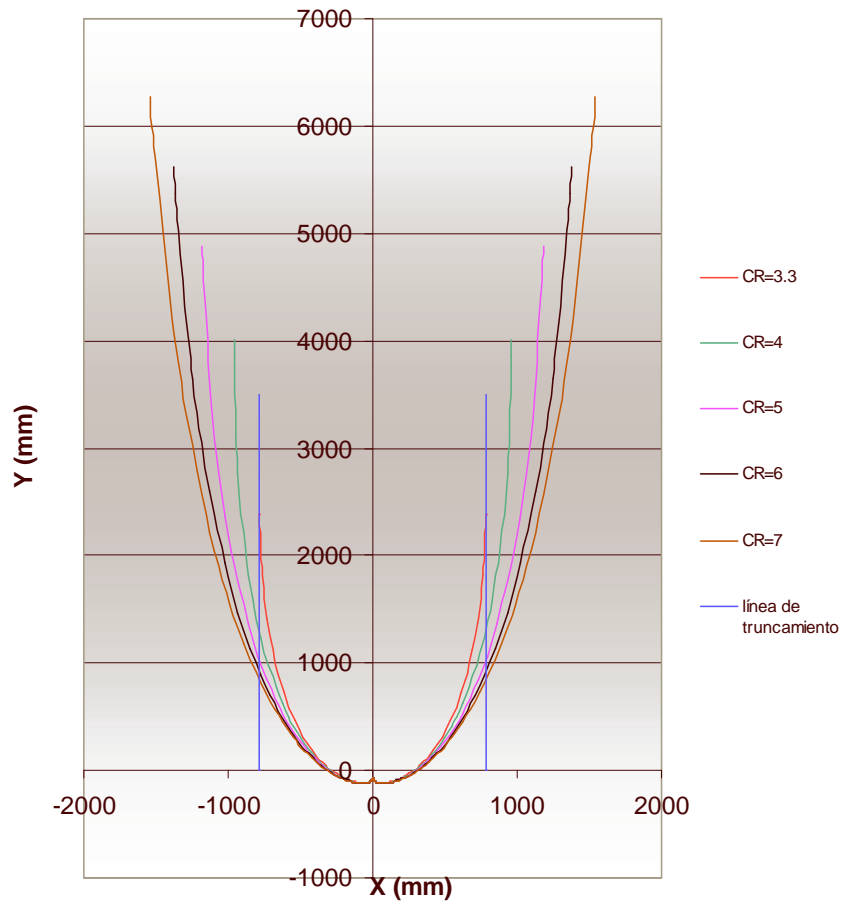


Fig.3.5 Curvatura del CPC para diferentes relaciones de concentración mostrando la línea de truncamiento

### 3.4.2 Simulación del sistema de concentración solar por el método de trazado de rayos

El trazado de rayos consiste en simular la incidencia y reflexión de los rayos solares en el CPC mostrando los rayos que inciden directamente sobre el absorbedor, los que inciden sobre el espejo y luego se reflejan al absorbedor y los que se reflejan hacia fuera, esto a lo largo del día para diferentes ángulos de incidencia. Con esto

también se pueden apreciar las zonas de mayor calentamiento en el tubo receptor dependiendo de la hora del día y el ángulo de incidencia. El programa de trazado de rayos se llevó a cabo en lenguaje Auto Lisp el cual es compatible con Auto CAD<sup>mr</sup>. Al correr el programa, se muestra como van incidiendo los rayos conforme el ángulo que se le dé y muestra los rayos que inciden directamente en el absorbedor y los que inciden en la superficie reflectora así como las reflexiones que tienen estos y el punto donde son reflejados si esto sucede en el absorbedor o en la superficie reflectora; en caso de que los rayos que se reflejan hacia fuera de la superficie reflectora, el programa se detiene. El programa cuenta con “focos” que se prenden y apagan mostrando todos los rayos que inciden (según los límites que se programaron en los ángulos) o por partes.

La figura 3.6 muestra un diagrama de flujo donde se da la metodología que se siguió para realizar el programa.

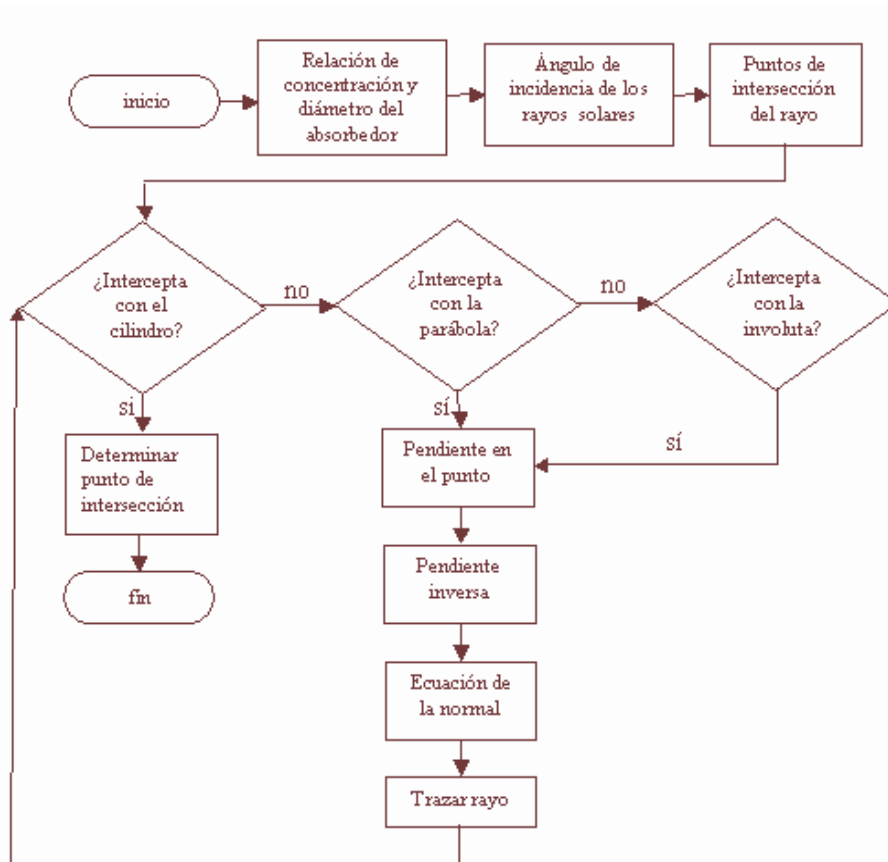
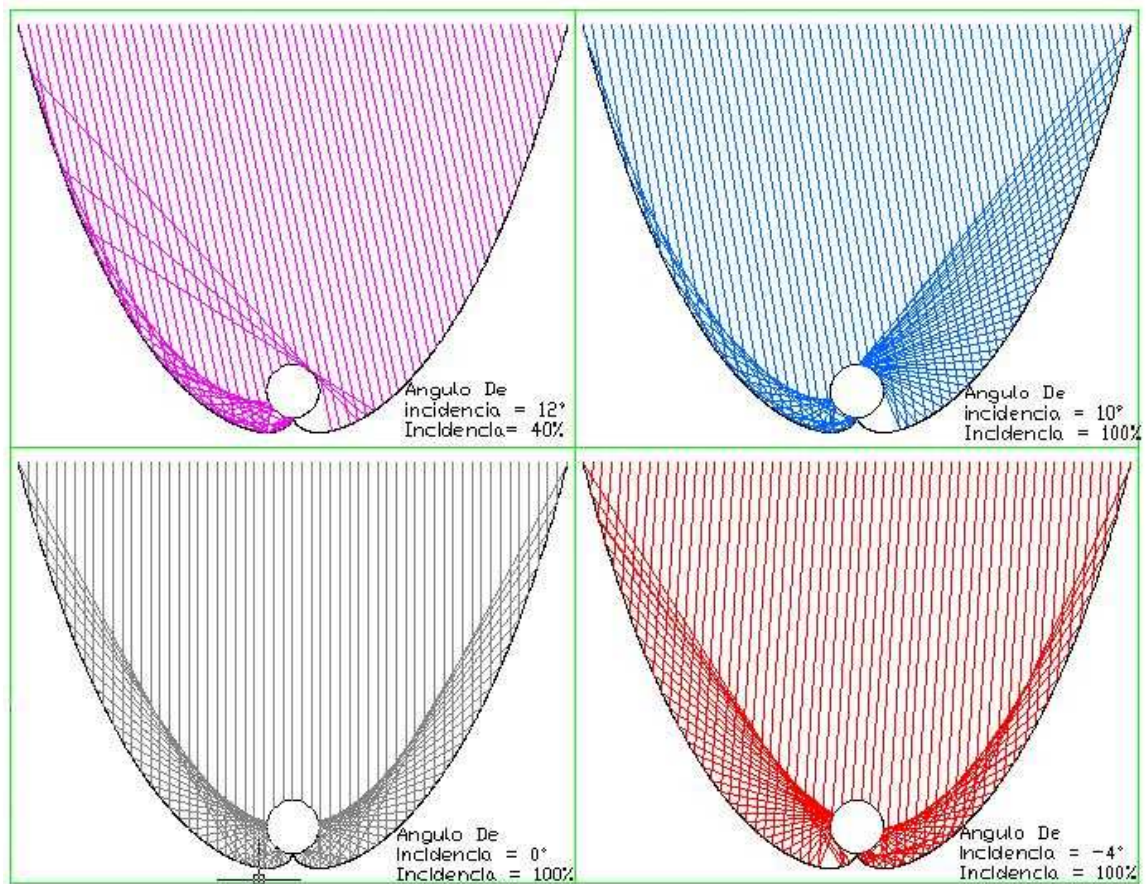


Fig. 3.6 Diagrama de flujo que muestra la metodología para el trazado de rayos

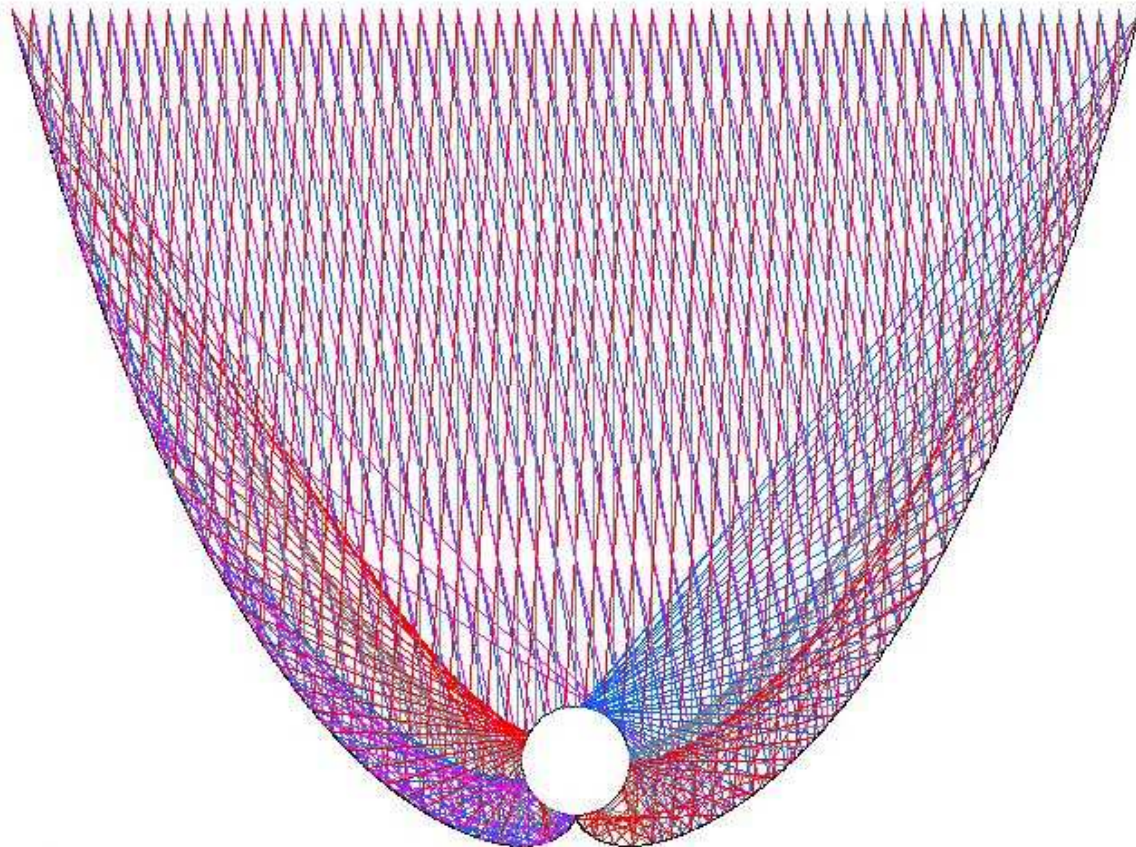
La figura 3.7 muestra el trazado de rayos para diferentes ángulos para un CPC truncado a una relación de concentración de 3.3; hay que notar que para ángulos mayores del ángulo de aceptación ( $11.54^\circ$ ), algunos de los rayos que inciden en el espejo son reflejados hacia fuera del CPC. La máxima concentración se logra precisamente en el rango de  $-\theta_{max}$  a  $\theta_{max}$  en este caso de  $-11.54^\circ$  a  $11.54^\circ$ .



**Fig. 3.7** Gráfica que muestra el trazado de rayos para 4 diferentes ángulos por separado

La figura 3.8 muestra las zonas donde inciden los rayos de los 4 ángulos mostrados en la figura 3.7. En ambas figuras se observa que las zonas en donde los rayos se reflejan, son en la parte inferior del tubo receptor. Esto es importante porque precisamente en esa zona es donde se encuentra la solución absorbente-refrigerante que durante el proceso de generación, se desea que caliente hasta la temperatura  $T_{GE}$  entre los 100 y

120°C; la parte superior del tubo también se calienta por medio de los rayos que inciden directamente sobre el receptor y para ciertos ángulos de incidencia, la reflexión también se lleva a cabo en esa zona.



**Fig. 3.8** Gráfica que muestra las zonas de mayor calentamiento para los 4 ángulos mostrados en la figura 3.7

### 3.5 Definición y características del sistema

El receptor del CPC debe contener una solución de nitrato de litio-amoniaco de 34.8 kg, con una concentración de amoniaco del 46% para que en la etapa de generación se almacenen 3.5 kg de amoniaco, a una presión y temperatura de generación de 13 bar y 120°C, con los cuales, teóricamente se deben obtener 8 kg de hielo. El volumen del tubo debe de satisfacer estas condiciones más un 30% adicional con el fin de tener un espacio



donde pueda circular el amoniaco en forma de vapor durante la etapa de generación. Con éste volumen se han considerado que el diámetro del receptor mas adecuado es de 0.1524 m (6").Bajo las consideraciones anteriores, el CPC tiene las características mostradas en la tabla 3.3.

**Tabla 3.3 Características del receptor**

<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Cantidad</b>
Longitud del receptor	$L$	2.22 m
Diámetro interior del tubo	$D_i$	0.1524 m
Diámetro exterior del tubo	$D_e$	0.1685 m
Área del receptor	$A_r$	0.70859 m <sup>2</sup>
Área de la cubierta	$A_a$	2.83 m <sup>2</sup>
Relación de concentración inicial	$CR$	5
Truncamiento	$CR'$	3.3
Ángulo de aceptación	$\theta_{max}$	11.54°
Transmitancia de la cubierta debida a la radiación directa	$\tau_a$	0.9
Transmitancia de la cubierta debida a la radiación difusa	$\tau_{a,dif}$	0.8
Reflectancia especular del aluminio	$\rho_m$	0.85
Número promedio de reflexiones	$n$	1.285 *
Absortancia del receptor	$\alpha_r$	0.87
Absortancia de la cubierta debida a la radiación directa	$\alpha_a$	0.1
Absortancia de la cubierta debida a la radiación difusa	$\alpha_{a,dif}$	0.1
Reflectancia del receptor	$\rho_r$	0.13
Reflectancia de la cubierta	$\rho_a$	0.08
Emitancia del receptor	$\epsilon_r$	0.13
Emitancia de la cubierta	$\epsilon_a$	0.94
Emitancia del receptor debida al intercambio radiativo	$\epsilon_{air}$	0.13
Coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta	$h_{cra}$	6.0 W/m <sup>2</sup> -K **
Coeficiente convectivo entre la cubierta y el medio ambiente	$h_{ce}$	75 W/m <sup>2</sup> -K **

\* Véase Kreith y Kreider, 1978.      \*\* Véase sección 3.6

La superficie selectiva es el tratamiento que se le da al tubo receptor para que tenga una mayor absorción  $\alpha_r$ . El Solkote<sup>mr</sup> es una pintura a base de polímero de silicón disuelta en xileno lista para aplicarse en forma de spray con tolerancia a temperaturas hasta de 537°C cuando ya ha sido aplicada, resistente a los rayos ultravioleta y no pierde absorción a lo largo del tiempo.

Una vez que se llevó a cabo el estudio de la radiación solar, y que se definieron las características del sistema se está en posibilidad de modelar y simular.

### 3.6 Modelación matemática

Las ecuaciones gobernantes se tomaron del modelo matemático desarrollado por Kreith y Kreider (1978), después de haber analizado otros modelos, por considerar que es el que contempla todos los aspectos que pueden influir en el comportamiento del concentrador. Básicamente estos autores consideran que para determinar el balance de energía del CPC, se deben combinar los flujos de calor tanto en el tubo receptor que en este caso hace la función de generador-absorbedor y en la cubierta del concentrador, la cual se asume que es de vidrio.

Las ecuaciones gobernantes del sistema consideran los siguientes parámetros:

- La radiación solar directa absorbida por el receptor:

$$q_{b,r} = I_{b,c} \tau_a i (\rho_m)^n \alpha_r (1 + \rho_m^{2n} \rho_r \rho_a) \frac{A_a}{A_r} \quad (3.3)$$

- La radiación solar directa absorbida por la cubierta de vidrio es:

$$q_{b,a} = I_{b,c} [\alpha_a(i) + \tau_a i \rho_m^{2n} \rho_r \alpha_a] \frac{A_a}{A_r} \quad (3.4)$$

- La radiación solar difusa absorbida por el receptor viene dada por:

$$q_{d,r} = I_{d,c} \tau_a \rho_m^n \alpha_r \quad (3.5)$$

- La radiación solar difusa absorbida por la cubierta de vidrio que está dada por:

$$q_{d,a} = I_{d,c} \alpha_a \frac{A_a}{A_r} \quad (3.6)$$

- El intercambio radiativo entre el receptor y la cubierta es:

$$q_{ir} = \epsilon_{eff} \sigma (T_r^4 - T_a^4) \quad (3.7)$$

donde: 
$$\epsilon_{eff} = (\epsilon_r^{-1} + \epsilon_a^{-1} - 1)^{-1} \quad (3.7a)$$

- El intercambio radiativo entre la cubierta y el medio ambiente:

$$q_{sky} = \epsilon_{a,ir} \sigma (T_a^4 - T_{sky}^4) \frac{A_a}{A_r} \quad (3.8)$$

- El intercambio convectivo entre el receptor y la cubierta:

$$q_{c,ra} = h_{c,ra} (T_r - T_a) \quad (3.9)$$

- Las pérdidas convectivas al medio ambiente:

$$q_{c,e} = h_{c,e} (T_a - T_e) \frac{A_a}{A_r} \quad (3.10)$$

El nitrato de litio (que es una sal) actúa como absorbente y el amoniaco como refrigerante. Este calor útil se calcula tanto en la fase sensible, es decir, en la fase en que el calentamiento se lleva a cabo a la solución sin que el amoniaco se evapore, como en la fase latente, es decir, en la fase en que el amoniaco se evapora. Estas dos fases pueden ser evaluadas mediante las ecuaciones 3.11 y 3.12 respectivamente. Estas ecuaciones no las considera el modelo de Kreith y Kreider y se introdujeron con el fin de poder complementar y dar solución al modelo propuesto.

Calor sensible: 
$$q_u = m C_p \Delta T \quad (3.11)$$

Calor latente: 
$$q_u = m \Delta H \quad (3.12)$$

Las ecuaciones del balance de energía en el absorbedor y en la cubierta de vidrio son respectivamente:

$$q_{b,r} + q_{d,r} = q_u + q_{c,ra} + q_{ir} \quad (3.13)$$

**El calor específico de la solución fue calculado a su vez por el modelo propuesto por Infante (1984) mediante la siguiente ecuación:**

$$C_p = 1.15125 + 3.382678X + 0.002198T_r + 0.004793XT_r + 0.000118XT_r^2 \quad (3.14)$$

La concentración de amoníaco en la solución está dada por:

$$X = \frac{m_{NH_3}}{m_{LiNO_3} + m_{NH_3}} \quad (3.16)$$

La temperatura del receptor  $T_r$  (°C) es uno de los parámetros que se calculan en la simulación del sistema descrito en la sección 3.7.

Cabe hacer mención del método para calcular el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{c,ra}$  el cual se llevó a cabo con el método propuesto por Churchill y Berstein (1977) y el cual está dado por:

$$h_{c,ra} = Nu_D \frac{k}{D} \quad (3.15)$$

donde  $Nu_D$  es el número de Nusselt local en el tubo receptor,  $k$  es la conductividad térmica del aire y  $D$  es el diámetro del receptor. A su vez el  $Nu_D$  propuesto por Churchill y Chu (1975) para convección natural es:

$$Nu_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 ; \quad Ra \leq 10^{12} \quad (3.16)$$

donde  $Ra$  es el número de Rayleigh que a su vez se calcula por medio de:

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_{amb})D^3}{\nu\alpha} \quad (3.17)$$



el número de Prandtl ( $Pr$ ) se obtiene de la ecuación:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (3.18)$$

Se hicieron ciertas consideraciones para el cálculo de este coeficiente:

- Existe convección libre entre el tubo receptor y la cubierta de vidrio.
- El área de la superficie del tubo es pequeña comparada con los alrededores.
- El aire ambiente entre el receptor y la cubierta está en reposo.
- La temperatura ambiente del aire dentro del CPC es de 27°C.

Bajo estas premisas se realizó el cálculo encontrándose un valor de  $h_{c,ra} = 6 \text{ W/m}^2\text{-K}$  para una temperatura de 120°C.

### 3.7 Simulación y análisis de sensibilidad

La simulación del sistema se llevó a cabo en un programa desarrollado en lenguaje Quick Basic. En él se calcula el calor útil en el absorbedor  $q_u$ , la temperatura del receptor  $T_r$ , la temperatura de la cubierta  $T_a$ , la masa de vapor total producido  $m_{vapT}$ ; con estos datos se puede calcular la eficiencia  $\eta$  del CPC y el coeficiente de operación COP del sistema de refrigeración, también muestra la hora en que el amoníaco cambia de fase sensible a latente y la masa de vapor que se va produciendo a intervalos de tiempo de 15 minutos. Además calcula la entalpía del amoníaco en estado sobrecalentado. Adicionalmente se obtuvieron las ecuaciones que marcan la tendencia de los valores de las entalpías del amoníaco basadas en la temperatura de saturación. La temperatura de saturación se calcula con la ecuación dada por Infante (1984) la cual está en función de la presión de equilibrio del amoníaco que viene dada por:

$$P_{NH_3} = \exp\left(15.26075 - \frac{2234.09497}{T_{cond}}\right) - \frac{76156.125}{T_{cond}^2} \quad (3.19)$$

La temperatura de saturación es:

$$T_{sat} = \frac{3734.908707}{17.14880122 - \ln P_{NH_3}} \quad (3.20)$$

Mediante subrutinas se calculan los calores que no involucran las incógnitas arriba mencionadas los cuales son:  $q_{b,r}, q_{b,a}, q_{d,r}, q_{d,a}$ .

La suma de  $q_{b,r} + q_{d,r}$  es el valor del calor total absorbido por el receptor.

El programa requiere los siguientes datos:

- La radiación solar directa que incide en un determinado instante  $I_b$
- La radiación solar difusa en ese mismo instante  $I_d$
- El ángulo de incidencia de la radiación solar  $\alpha_s$
- El número de reflexiones que se llevan a cabo en el espejo  $n$
- La temperatura ambiente  $T_e$
- La temperatura de condensación  $T_{CO}$
- La relación de concentración  $CR$
- El área del receptor  $A_r$
- El área de la cubierta  $A_a$
- La transmitancia de la cubierta debida a la radiación directa  $\tau_\alpha$
- La transmitancia de la cubierta debida a la radiación difusa  $\tau_d$
- La reflectancia especular del espejo  $\rho_m$
- La absortancia del receptor  $\alpha_r$
- La absortancia de la cubierta debida a la radiación directa  $\alpha_a$
- La absortancia de la cubierta debida a la radiación difusa  $\underline{\alpha_a}$
- La reflectancia del receptor  $\rho_r$
- La reflectancia de la cubierta  $\rho_a$
- La emitancia del receptor  $\varepsilon_r$
- La emitancia de la cubierta  $\varepsilon_a$
- La emitancia del receptor debida al intercambio radiativo entre el receptor y la cubierta  $\varepsilon_{a,ir}$

- El coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{c,ra}$
- El coeficiente convectivo entre la cubierta y el medio ambiente  $h_{c,e}$

Se consideraron intervalos de tiempo de 15 minutos durante las horas de insolación en los cuales se obtuvo la temperatura de evaporación del amoníaco, la masa acumulada de amoníaco que se evaporaba y el calor útil acumulado en el instante. Asimismo el simulador reporta la masa de hielo producida durante el día.

Otro aspecto importante a considerar es la presión de equilibrio de la solución  $P_S$  la cual está en función de la concentración  $X$  y de la temperatura del generador  $T_{GE}$  la cual fue encontrada por Infante (1984) mediante la relación:

$$P_S = \exp \left[ 16.29 + 13.859(1-X)^3 - \frac{2802}{T+273.16} - 4192 \frac{(1-X)^3}{T+273.16} \right] \quad (3.21)$$

$P_S$  varía considerablemente dependiendo de la concentración. La figura 3.9 muestra la gráfica temperatura-presión para diferentes concentraciones de la solución. A mayor concentración, la presión de equilibrio aumenta.

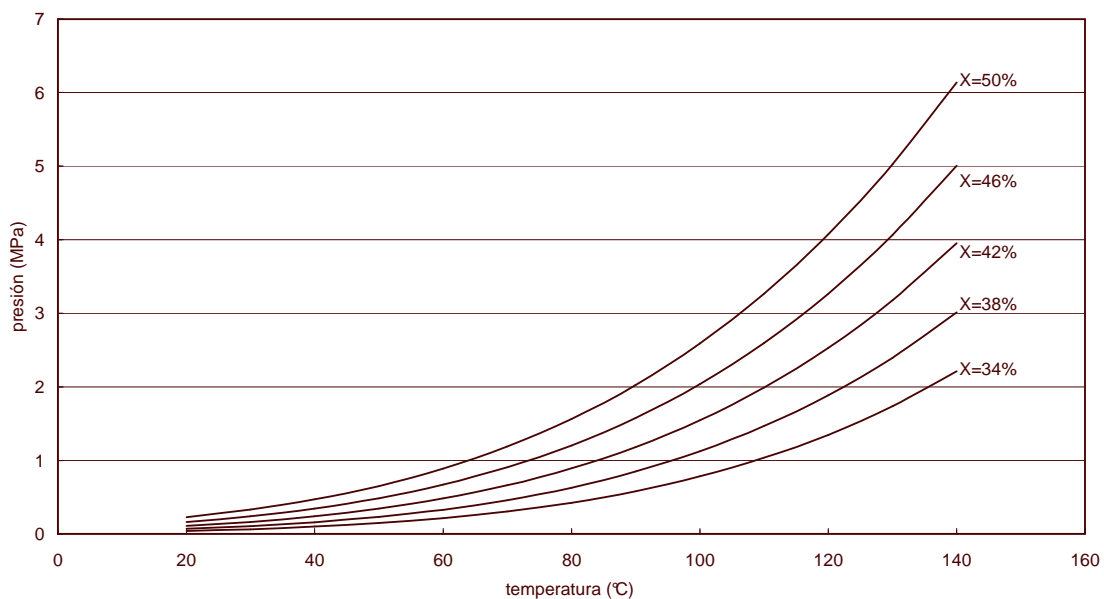


Fig. 3.9 Gráfica de equilibrio presión-temperatura

Los datos recabados, en cada prueba, que corresponde a un día, son los siguientes:

- ✓ La hora  $h$
- ✓ La radiación solar directa  $I_{b,c}$  que incide sobre el CPC.
- ✓ La radiación solar difusa  $I_{d,c}$  que incide sobre el concentrador solar.
- ✓ El calor útil  $q_u$  captado por el CPC tanto en fase sensible como latente.
- ✓ La masa de vapor de amoníaco total  $m_{vapT}$ .

Cada corrida se procesó en Excel con el fin de ordenar los datos y obtener la información de cada semana de cada estación.

Una vez que se tiene establecido el modelo matemático se procede a llevar a cabo la simulación del sistema y un análisis de sensibilidad.

En primer lugar se hicieron corridas considerando los mismos valores de las características del CPC como la absorptancia del receptor, la emitancia de la cubierta, etc., así como los coeficientes convectivos entre el receptor y la cubierta  $h_{c,ra}$  y la cubierta y el medio ambiente  $h_{c,e}$  para los 28 días que se consideraron en el año, es decir, lo único que se hizo variar en estas pruebas fueron los valores de la radiación directa  $I_{b,c}$ , la difusa  $I_{d,c}$  y la temperatura ambiente  $T_e$  así como la de condensación  $T_{CO}$  la cual se consideró 8°C por encima de la temperatura ambiente.

La tabla 3.4 muestra el resultado de una prueba típica; la primera columna muestra la hora, tal como se puede apreciar, cada 15 minutos se obtienen los valores de la temperatura ambiente  $T_e$ , la radiación solar directa  $I_{bc}$ , la radiación solar difusa  $I_{dc}$ , la energía captada por el receptor debida a la radiación directa  $q_{b,r}$ , la energía captada por el receptor debida a la radiación difusa  $q_{d,r}$ , la masa de vapor de amoníaco  $m_{vapT}$  en forma acumulada, el calor útil producido  $q_u$  y el calor útil producido durante la fase latente  $q_{util}$ . La última fila de la tabla muestra los totales de cada parámetro.

La figura 3.10 muestra los valores de radiación solar directa  $I_{b,c}$ , difusa  $I_{d,c}$  y global  $I_g$  para una relación de concentración  $CR = 3.3$  que es la de diseño, siendo el valor de  $I_g$ :

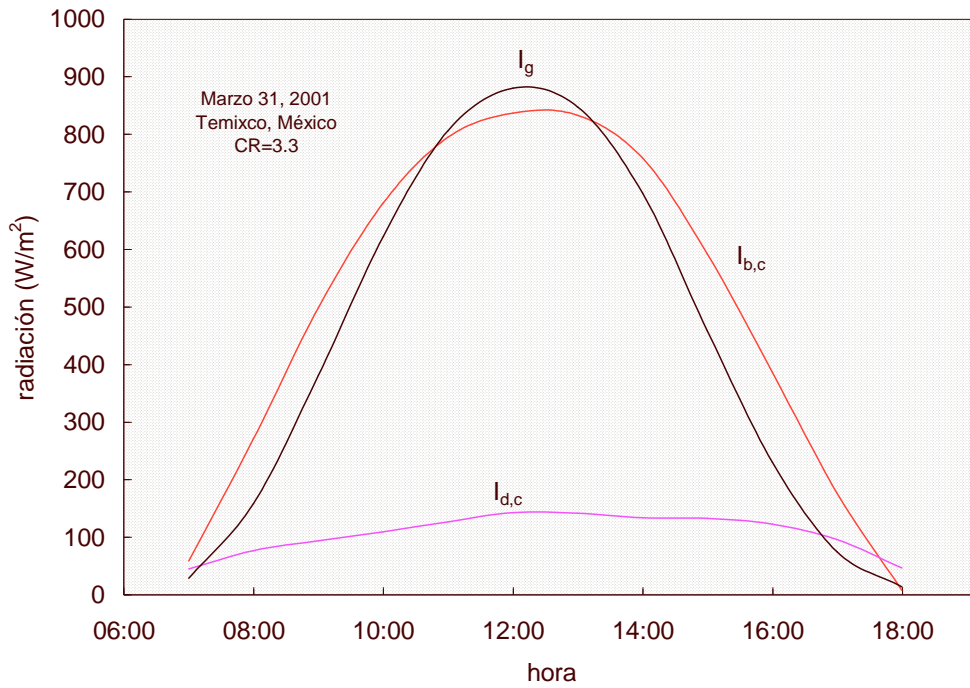
$$I_g = I_{b,c} \cos \theta + \frac{I_{d,c}}{CR} \quad (3.22)$$

Se observa que el concentrador acepta una fracción adicional  $1/CR$  de la radiación difusa (Rabl, 1985). La figura 3.10 es la gráfica de la radiación directa, difusa y global para una relación de concentración  $CR = 3.3$  que es la de diseño de éste proyecto. Nótese como la aportación de la radiación directa es la más importante para el tubo receptor del CPC. Es importante hacer notar que en ésta gráfica se consideró un ángulo de incidencia de la radiación solar directa al mediodía solar de  $0^\circ$ . Como se recomienda que el CPC se posicione al menos 4 veces en el año, éste ángulo podría variar en un rango de  $12^\circ$  lo que haría variar los valores de la radiación que incide sobre el CPC.

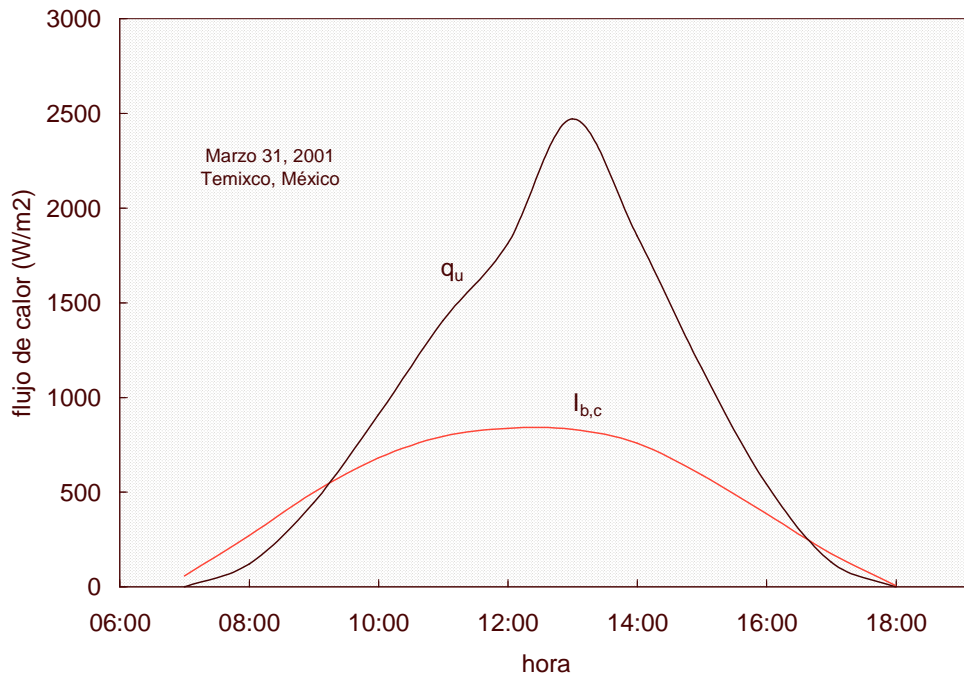
Con la ecuación 3.22 se calculó la radiación solar global  $I_g$  y en la figura 3.11 se muestra el calor útil  $q_u$  en el generador a lo largo de un día haciendo una comparación con la radiación solar directa  $I_{b,c}$ . Cabe hacer notar que el calor útil es mayor debido a la relación de concentración  $CR$  que en éste caso es 3.3 veces mayor que el valor de la radiación solar directa.

**Tabla 3.4 Resultados de una prueba de simulación para un  $h_{cra}=6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$**

hora	$T_e$	$I_{bc}$	$I_{dc}$	$q_{br}$	$q_{dr}$	$m_{vapT}$	$q_u$	$q_{\text{útil}}$
	K	$\text{W/m}^2$	$\text{W/m}^2$	$\text{W/m}^2$	$\text{W/m}^2$	kg	$\text{W/m}^2$	$\text{W/m}^2$
08:00	293	548.4	77.0	90.8	10.9	0.0	94.7	0.0
08:15	293	592.2	81.3	98.0	11.5	0.0	99.9	0.0
08:30	293	657.9	87.6	108.9	12.4	0.0	105.2	0.0
08:45	293	707.2	92.4	117.1	13.0	0.0	110.7	0.0
09:00	296	723.6	94.0	239.6	13.3	0.0	230.6	0.0
09:15	296	745.5	98.0	246.8	13.8	0.0	230.6	0.0
09:30	296	778.2	104.0	257.7	14.7	0.0	235.2	0.0
09:45	296	802.8	108.5	265.8	15.3	0.0	235.1	0.0
10:00	298	811.0	110.0	405.4	15.5	0.0	370.5	0.0
10:15	298	821.1	114.3	410.4	16.1	0.0	365.8	0.0
10:30	298	836.1	120.6	417.9	17.0	0.0	360.0	0.0
10:45	298	847.4	125.4	423.6	17.7	0.0	358.7	0.0
11:00	300	851.2	127.0	569.1	17.9	0.0	492.8	0.0
11:15	300	855.0	131.0	571.6	18.5	0.0	480.0	0.0
11:30	300	860.6	137.0	575.4	19.3	0.0	470.9	0.0
11:45	300	864.9	141.5	578.3	20.0	0.0	466.2	0.0
12:00	300	865.9	142.6	579.0	20.1	0.2	421.7	421.7
12:15	302	866.3	143.0	717.1	20.2	0.6	561.4	561.4
12:30	302	872.7	142.8	722.4	20.2	0.9	566.7	566.7
12:45	302	882.3	142.4	730.4	20.1	1.2	574.6	574.6
13:00	302	889.5	142.1	736.3	20.1	1.5	580.6	580.6
13:15	303	891.9	142.0	891.7	20.1	1.9	736.7	736.7
13:30	303	894.9	140.0	894.7	19.8	2.3	739.5	739.5
13:45	303	899.4	137.0	899.1	19.3	2.8	743.7	743.7
14:00	303	902.8	134.8	902.5	19.0	3.2	746.8	746.8
14:15	304	903.9	134.0	748.2	18.9	3.5	593.2	593.2
14:30	304	892.5	133.8	738.8	18.9	3.8	583.7	583.7
14:45	304	875.5	133.4	724.7	18.8	4.2	569.6	569.6
15:00	304	862.7	133.1	714.1	18.8	4.5	558.9	558.9
15:15	305	858.4	133.0	573.9	18.8	4.7	419.4	419.4
15:30	305	839.6	130.5	561.4	18.4	4.9	406.6	406.6
15:45	305	811.4	126.8	542.5	17.9	5.2	387.4	387.4
16:00	305	790.3	123.9	528.4	17.5	5.4	372.9	372.9
16:15	306	783.2	123.0	391.5	17.4	5.5	236.6	236.6
16:30	306	753.5	116.3	376.6	16.4	5.6	221.1	221.1
16:45	306	708.9	106.1	354.3	15.0	5.7	197.8	197.8
17:00	306	675.4	98.5	337.6	13.9	5.8	180.3	180.3
17:15	306	664.3	96.0	220.0	13.6	5.9	62.3	62.3
17:30	306	498.2	83.8	165.0	11.8	5.9	6.1	6.1
<b>suma:</b>		<b>31186.5</b>	<b>4688.2</b>	<b>19426.8</b>	<b>662.0</b>	<b>5.9</b>	<b>15174.4</b>	<b>10467.7</b>



**Fig. 3.10** Valores de la radiación solar directa  $I_{b,c}$ , difusa  $I_{d,c}$  y global  $I_g$  incidiendo sobre el CPC



**Fig. 3.11** Calor útil teórico obtenido en el generador comparándolo con la radiación solar directa  $I_{b,c}$

Otra variable de importancia es la temperatura en el generador  $T_{GE}$  la cual es función directa de la presión  $P_{GE}$ . La figura 3.12 muestra la temperatura alcanzada en el receptor del CPC (generador) de alrededor de  $110^{\circ}\text{C}$ , es a esta temperatura cuando el amoniaco alcanza su estado de saturación y se desprende de la solución en forma de vapor para pasar al condensador. La gráfica también muestra la temperatura de la cubierta  $T_a$  de vidrio del CPC y la del ambiente  $T_e$ . Cuando se alcanza la temperatura de generación  $T_{GE}$  y el amoniaco se comienza a evaporar, se observa una pequeña disminución en ésta, esto es debido al cambio de fase y el simulador realiza alguna operación no deseada.

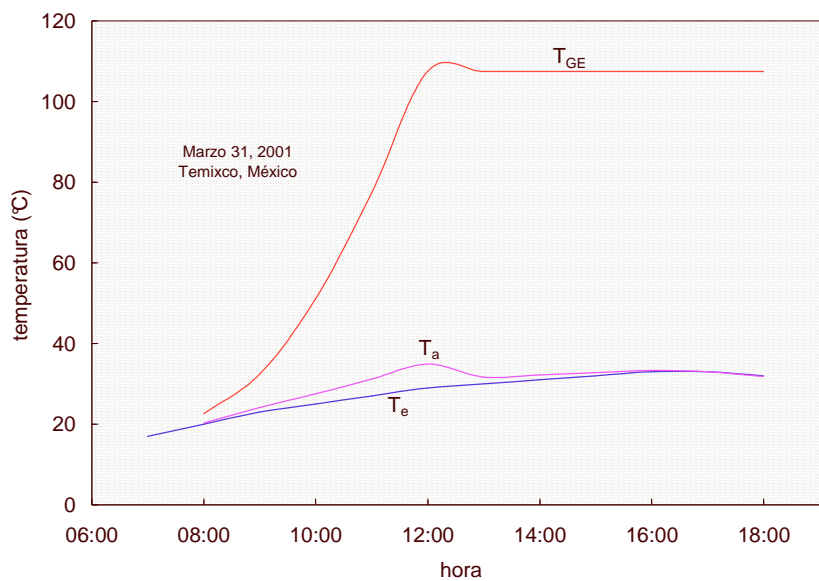


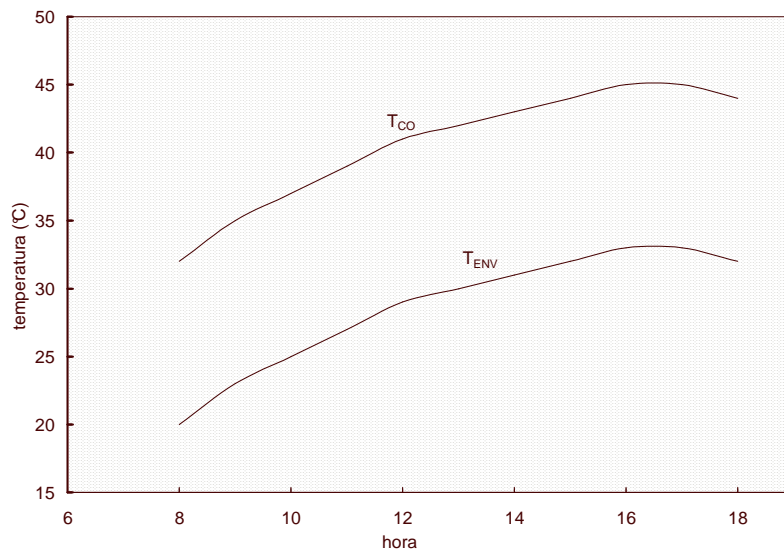
Fig. 3.12 Temperatura del receptor  $T_{GE}$ , de la cubierta de vidrio  $T_a$  y ambiente  $T_e$  en el CPC

La temperatura de condensación  $T_{CO}$  establece las condiciones de trabajo en el generador ya que de ésta depende la temperatura de generación  $T_{GE}$  y por consiguiente la presión en el generador  $P_{GE}$ . La temperatura de condensación se consideró  $8^{\circ}\text{C}$  por arriba de la temperatura ambiente  $T_e$  tal como muestra la gráfica 3.13. La diferencia de temperaturas entre  $T_e$  y  $T_{CO}$  influye de manera considerable en el rendimiento del sistema de refrigeración tal como lo muestra la figura 3.14 en donde

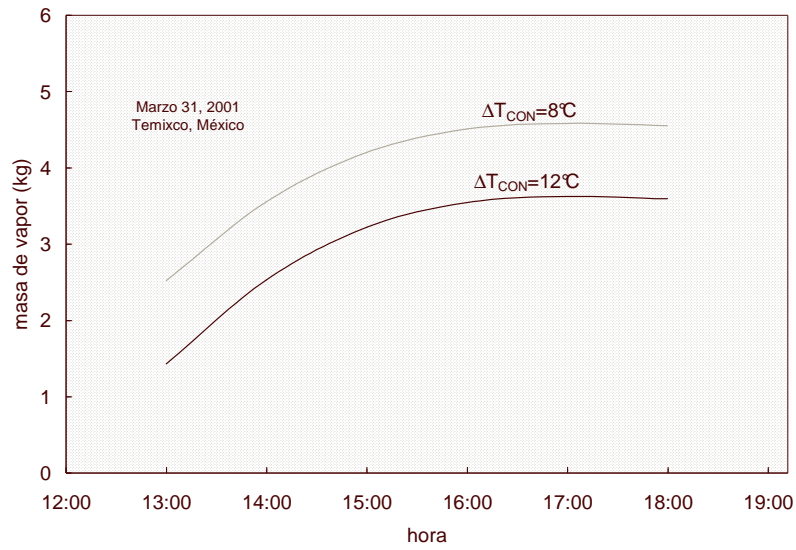


se observan los valores teóricos de la masa de vapor de amoníaco producido cuando la diferencia de temperaturas  $\Delta T_{\text{CON}}$  entre la de condensación y la ambiente es de 8°C y 12°C, como se aprecia en la gráfica, mientras más baja sea ésta diferencia, será mayor la producción de vapor de amoníaco.

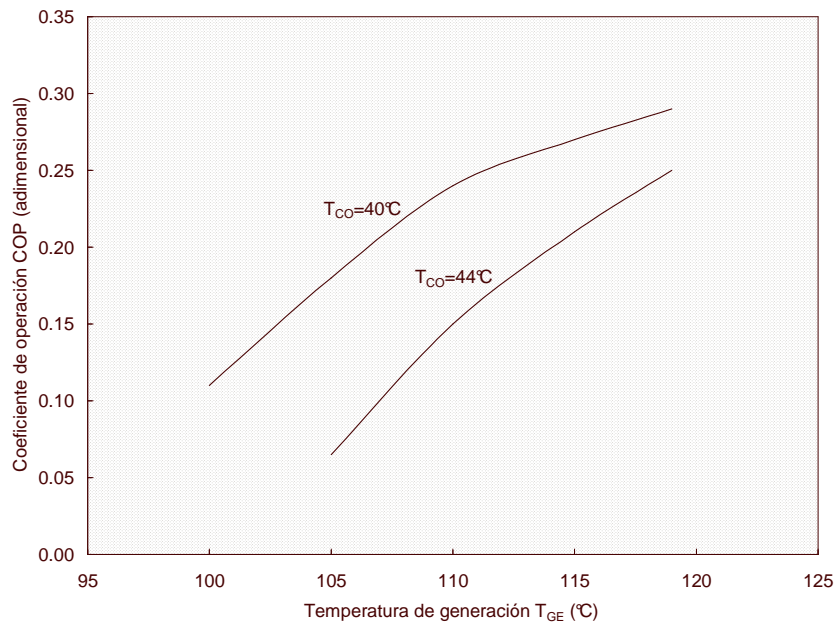
En la figura 3.15 se grafica la temperatura de generación  $T_{\text{GE}}$  contra el coeficiente de operación COP del sistema, el cual se obtuvo con la ecuación 3.24, para dos diferentes temperaturas de condensación, nótese que a mayor temperatura de condensación, el COP disminuye.



**Fig. 3.13** Temperatura ambiente y temperatura de condensación



**Fig. 3.14 Vapor de amoniaco producido durante la generación cuando la diferencia de temperaturas entre la ambiente y la de condensación es de 8 y 12°C**



**Fig. 3.15 Valor teórico del COP en función de la temperatura de generación  $T_{GE}$  para dos diferentes  $T_{CO}$**

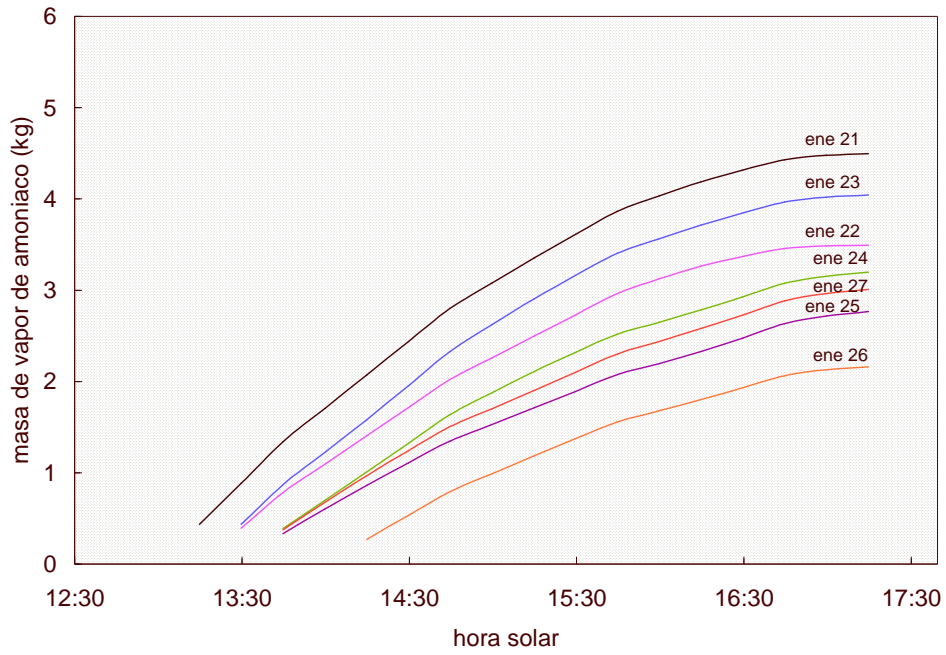
Una vez que el amoniaco es condensado, se almacena en un tanque, hasta que concluyan los procesos de generación y condensación. La masa de amoniaco que se

calculó para que durante el proceso de evaporación produzca 8 kg de hielo a  $-5^{\circ}\text{C}$  en el interior de la cámara frigorífica, es de 4.8 kg para una diferencia de temperaturas entre el ambiente y la de condensación de  $8^{\circ}\text{C}$ . Este valor de la masa de amoníaco producido es también función del calor útil obtenido en el generador que a su vez depende de la radiación solar incidente.

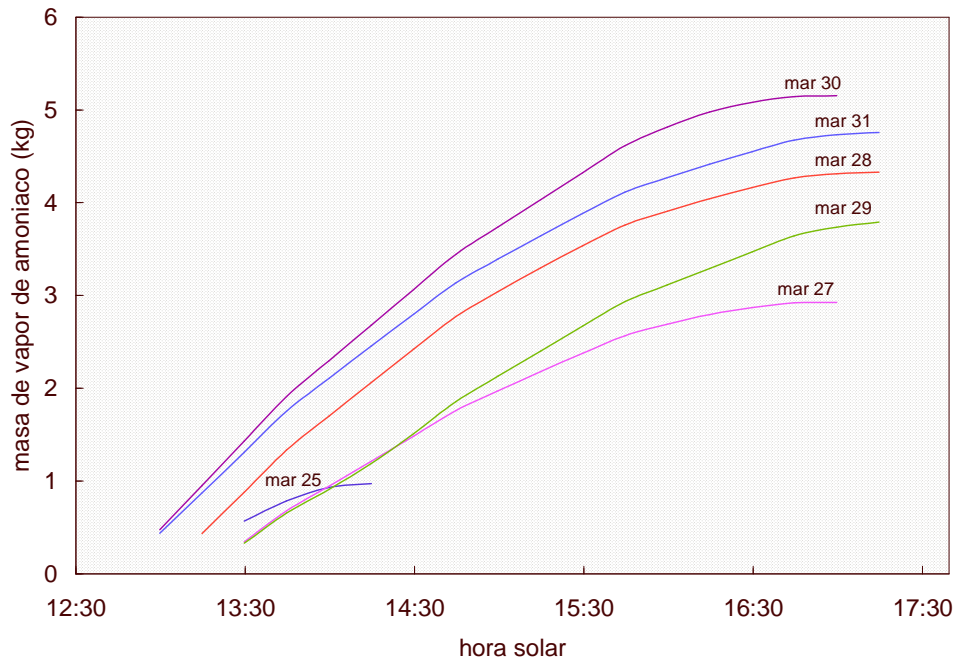
Se llevó a cabo la simulación de la masa de vapor producido para los días que se tomaron de muestra en cada una de las estaciones del año. En la figura 3.16 se muestra la producción de amoníaco para la época de invierno para un relación de concentración en el CPC de 3.3, en la figura 3.17 para la época de primavera, en la 3.18 para verano y en la 3.19 para otoño, todas a la misma relación de concentración. Se puede observar en todas que hay una diferencia notable en la producción de vapor, aun en la misma estación, la radiación solar es muy variable y por tanto la producción de vapor. En invierno se observa un valor máximo de 4.5 kg en la producción y un mínimo de 2.2 kg mientras que en primavera el valor máximo es de 5.2 kg y el mínimo de 1 kg en un día de escasa radiación solar, en verano el máximo es de 4 kg y el mínimo de 1.5 kg, finalmente en otoño el máximo fue de 4.6 kg y el mínimo de 1.9 kg.

En días de buena radiación y cuando se llega al valor deseado de producción de amoníaco, es importante resaltar que aunque la generación de amoníaco se siga dando se debe parar el equipo cuando se llegue a una determinada masa, ya que si se siguiera generando se podría caer en los límites de concentración y el nitrato de litio podría cristalizarse. Esto se hace simplemente tapando el concentrador con la cubierta expresamente construida para tal caso.

Los valores obtenidos hicieron que se llevara a cabo un estudio adicional para determinar la relación de concentración más adecuada.



**Fig. 3.16** Valor teórico de la masa de amoniaco producida en invierno



**Fig. 3.17** Valor teórico de la masa de amoniaco producida en primavera

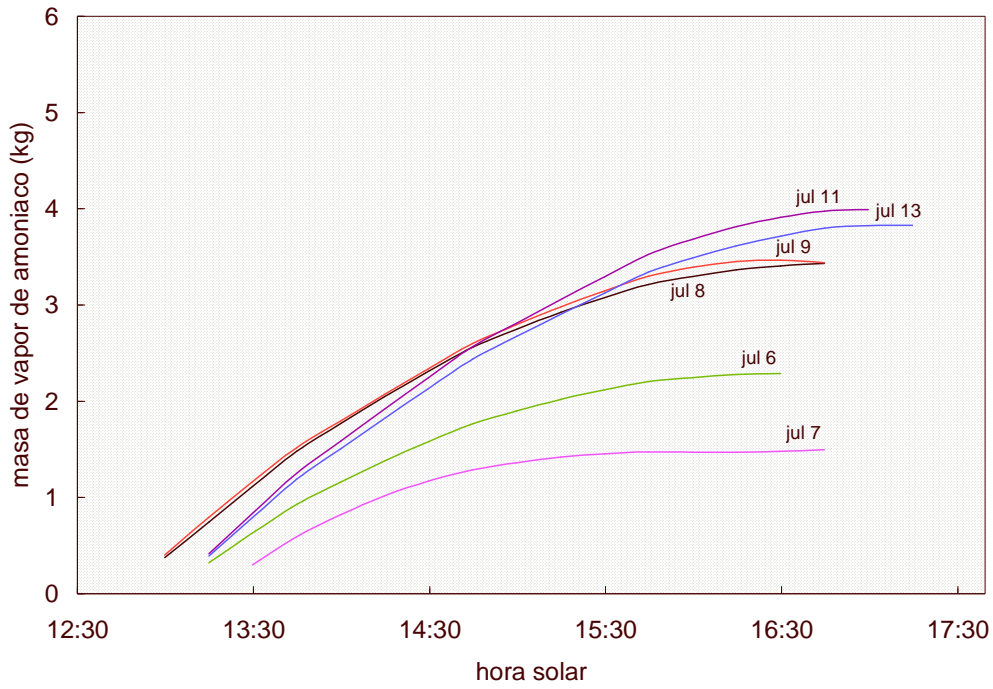


Fig. 3.18 Valor teórico de la masa de amoniaco producida en verano

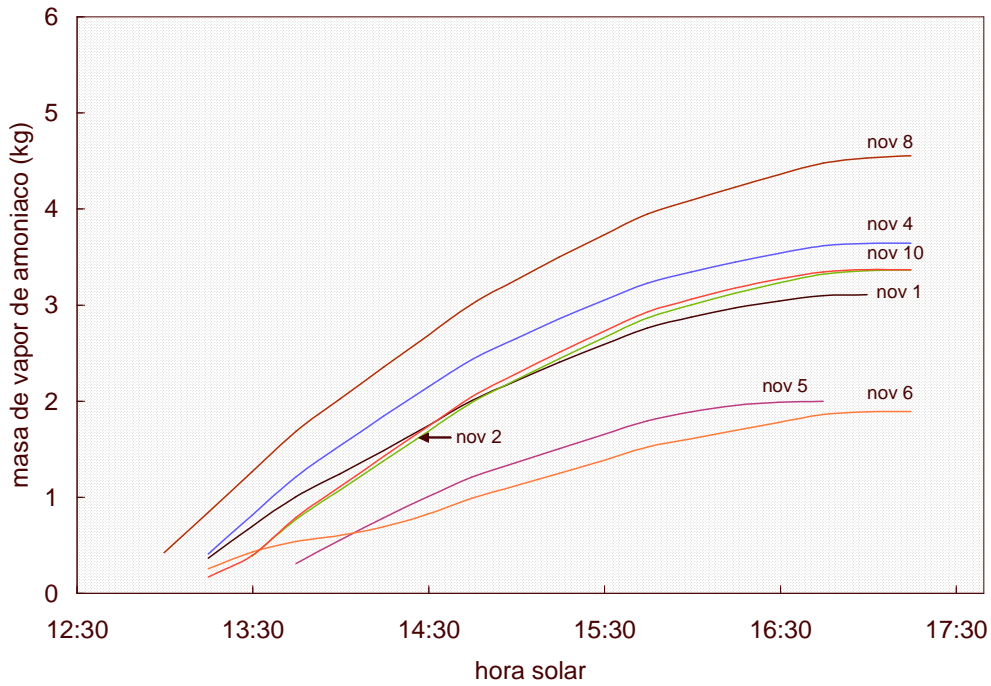
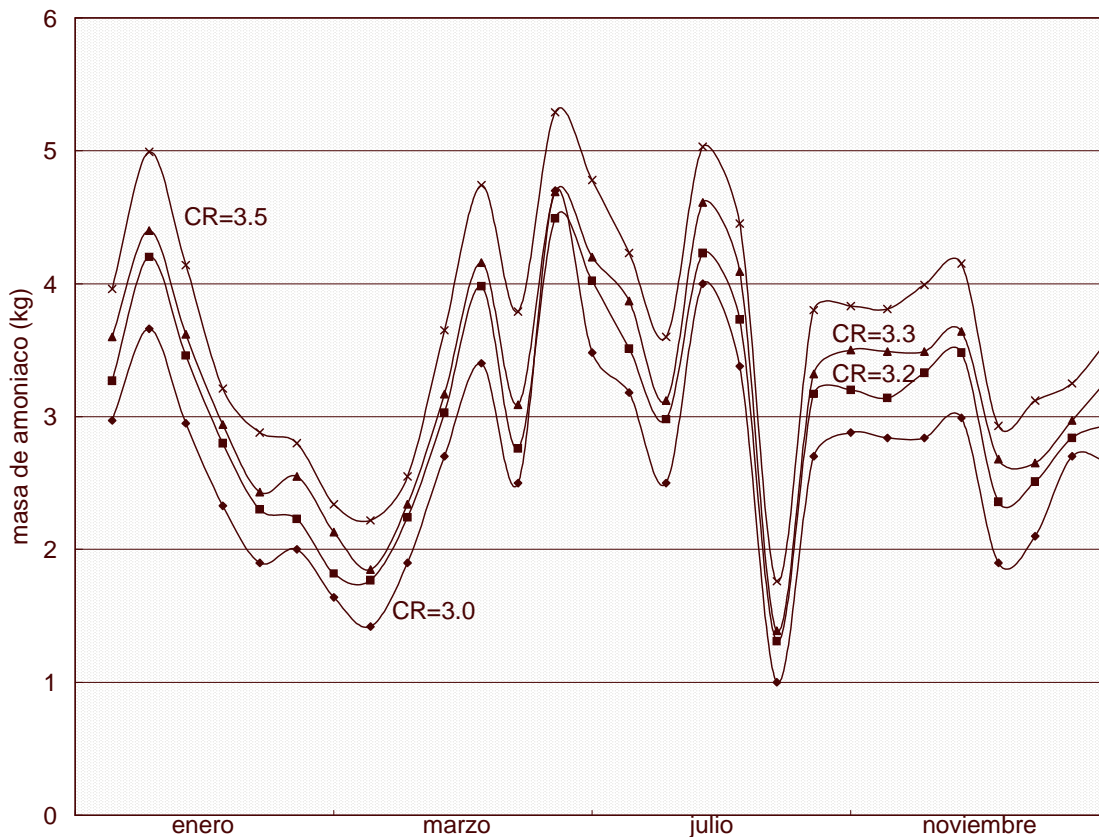


Fig. 3.19 Valor teórico de la masa de amoniaco producida en otoño

Por tanto se hicieron las mismas pruebas para cuatro diferentes relaciones de concentración (3.0, 3.2, 3.3 y 3.5). En la figura 3.20 se muestran los resultados de dicho análisis.



**Fig. 3.20** Masa de amoníaco producido en las 4 estaciones del año para diferente CR

De la gráfica anterior se encuentra que a diferentes relaciones de concentración se producen arriba de 3 kg de vapor de amoníaco (que es lo mínimo necesario para la capacidad de refrigeración requerida) según las diferentes relaciones de concentración tal como se muestra en la tabla 3.5 donde se puede observar que a una CR=3.3 se producen más de 3 kg en el 67.9% de días mientras que para una CR=3.5 el porcentaje es de 71.4%; para CR=3.2 el porcentaje se reduce en más de 10 y para CR=3 definitivamente es muy bajo. La diferencia entre CR=3.3 y 3.5 es muy baja y las

dimensiones del CPC se hacen más grandes, por tanto se decidió que la relación de concentración de diseño fuera de 3.3 con el CPC ya truncado.

**Tabla 3.5** Número de días, de un total de 28, en que se producen 3 ó mas kg de amoniaco y el porcentaje de días

CR	Nº de días en que se producen 3 ó más kg de NH3	% días
3	10	35.7
3.2	16	57.1
3.3	19	67.9
3.5	20	71.4

La simulación permite obtener el calor útil  $q_u$  en la fases sensible y latente para los 28 días considerados, los valores se muestran en la tabla 3.6.

En cuanto a la determinación del COP, éste se obtuvo a partir del calor útil  $q_u$  obtenido en el generador, de la energía captada por el receptor debida a la radiación directa  $q_{br}$  y a la radiación difusa  $q_{dr}$  dividiendo  $q_u$  entre la suma de  $q_{br}$  y  $q_{dr}$ :

$$COP = \frac{q_u}{q_{br} + q_{dr}} \quad (3.24)$$

La tabla 3.7 muestra los valores del COP obtenido para los 28 días del año considerados los cuales se ven también en la gráfica de la figura 3.21.

Tabla 3.6 Calor útil en la fases sensible y latente

fecha	calor útil fase sensible	calor útil fase latente	calor útil sensible + latente
	$q_u$ (W/m <sup>2</sup> )	$q_u$ (W/m <sup>2</sup> )	$q_{uT}$ (W/m <sup>2</sup> )
Ene-21	7543.7	8074.8	15618.5
Ene-22	7552.1	6217.0	13769.1
Ene-23	7569.9	7188.2	14758.2
Ene-24	6915.5	5696.9	12612.4
Ene-25	6813.4	4955.2	11768.6
Ene-26	8115.4	3853.9	11969.3
Ene-27	6663.5	5372.7	12036.2
<b>media</b>	<b>7310.5</b>	<b>5908.4</b>	<b>13218.9</b>
Mar-24	6367.1		6367.1
Mar-25	7799.3	1212.9	9012.2
Mar-27	6972.3	4596.7	11569.0
Mar-28	7862.6	6107.1	13969.7
Mar-29	6638.0	6176.1	12814.1
Mar-30	8551.5	6597.2	15148.6
Mar-31	7976.1	6155.8	14131.9
<b>media</b>	<b>7452.4</b>	<b>5141.0</b>	<b>11858.9</b>
Jul-06	8296.5	4095.8	12392.3
Jul-07	7944.7	2654.5	10599.2
Jul-08	8750.2	5475.7	14225.9
Jul-09	8951.9	5471.4	14423.2
Jul-10	5813.1		5813.1
Jul-11	7504.5	7152.3	14656.8
Jul-13	8207.1	6826.8	15033.8
<b>media</b>	<b>7924.0</b>	<b>5279.4</b>	<b>12449.2</b>
Nov-01	8324.1	5541.7	13865.8
Nov-02	7890.3	5978.1	13868.4
Nov-04	9849.1	6487.8	16336.9
Nov-05	7269.5	3576.9	10846.4
Nov-06	8311.6	3394.2	11705.8
Nov-08	8459.5	8181.0	16640.5
Nov-10	7544.6	6004.8	13549.5
<b>media</b>	<b>8235.5</b>	<b>5594.9</b>	<b>13830.5</b>



Tabla 3.7 COP teórico del sistema de refrigeración

fecha	$q_u$	$q_{br}$	$q_{dr}$	$q_{br} + q_{dr}$	COP
	$W/m^2$	$W/m^2$	$W/m^2$	$W/m^2$	
Ene-21	8074.8	19929.2	607.0	20536.2	0.39
Ene-22	6217.0	17859.9	680.7	18540.6	0.34
Ene-23	7188.2	18974.6	615.0	19589.6	0.37
Ene-24	5696.9	16438.9	726.9	17165.7	0.33
Ene-25	4955.2	15587.6	764.7	16352.3	0.30
Ene-26	3853.9	16292.9	862.4	17155.3	0.22
Ene-27	5372.7	15747.1	800.2	16547.3	0.32
Mar-24	0.0	18732.3	1450.2	20182.5	0.00
Mar-25	1212.9	20356.2	1445.7	21801.8	0.06
Mar-27	4596.7	25455.3	1636.7	27092.0	0.17
Mar-28	6107.1	30589.4	1243.4	31832.7	0.19
Mar-29	6176.1	26515.9	1415.8	27931.6	0.22
Mar-30	6597.2	33834.2	990.0	34824.2	0.19
Mar-31	6155.8	31529.5	1113.7	32643.2	0.19
Jul-06	4095.8	17183.9	823.2	18007.1	0.23
Jul-07	2654.5	14983.2	1120.0	16103.1	0.16
Jul-08	5475.7	20109.2	628.5	20737.7	0.26
Jul-09	5471.4	20104.8	729.2	20834.0	0.26
Jul-10	0.0	7831.3	961.3	8792.7	0.00
Jul-11	7152.3	18949.2	1027.2	19976.5	0.36
Jul-13	6826.8	19669.2	955.9	20625.2	0.33
Nov-01	5541.7	24252.8	1055.1	25308.0	0.22
Nov-02	5978.1	25160.6	952.6	26113.2	0.23
Nov-04	6487.8	26296.0	915.8	27211.8	0.24
Nov-05	3576.9	19782.7	1214.7	20997.3	0.17
Nov-06	3394.2	20457.2	1052.2	21509.4	0.16
Nov-08	8181.0	28986.7	854.2	29840.9	0.27
Nov-10	6004.8	22695.0	778.9	23473.9	0.26

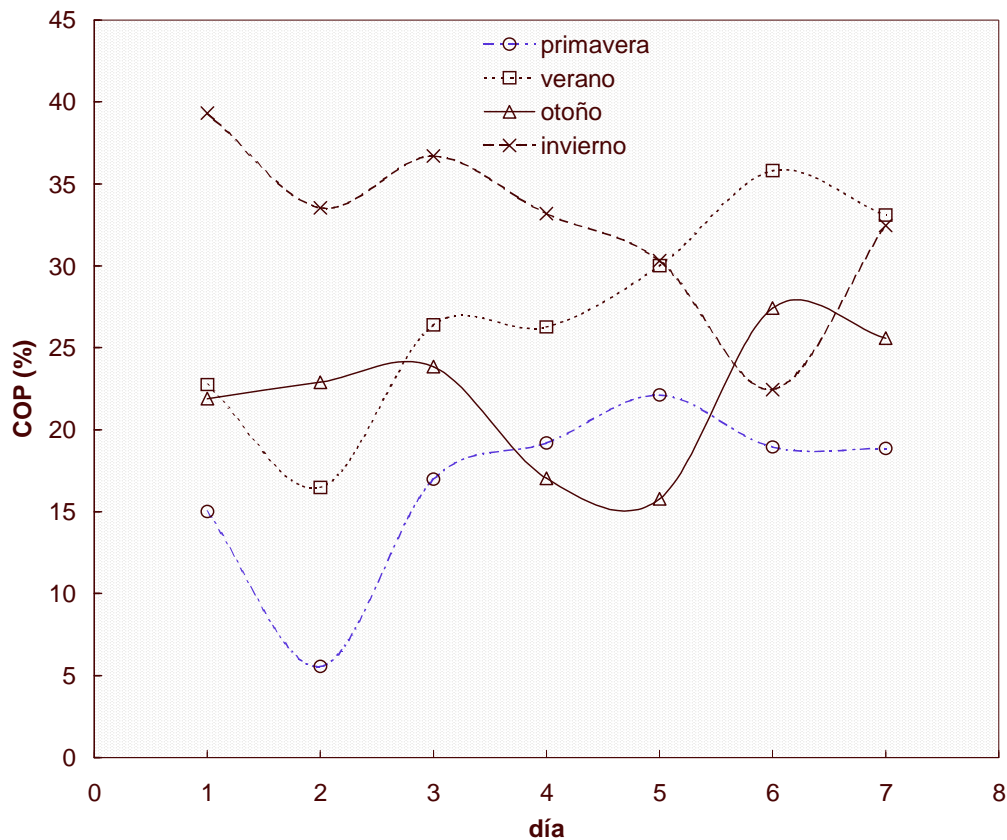


Fig. 3.21 COP del sistema de refrigeración para los 7 días de cada estación

Además se llevó a cabo un análisis de sensibilidad haciendo variar las condiciones de cada parámetro dentro de los rangos permisibles para cada uno de ellos, se adoptó el 31 de marzo de 2001 como un día típico en donde el valor de la radiación solar es constante y sin nubosidad que la hiciera variar considerablemente. Se llevaron a cabo 125 pruebas de simulación para esta fecha haciendo variar, uno a uno, los principales parámetros que afectan el comportamiento del sistema tales como el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{cra}$ , el coeficiente convectivo entre la cubierta y el medio ambiente  $h_{ce}$ , la absorptancia del receptor  $\alpha_r$ , la absorptancia de la cubierta  $\alpha_a$ , la reflectancia del receptor  $\rho_r$  y la de la cubierta  $\rho_a$ , la reflectancia especular del espejo  $\rho_m$ , la transmitancia de la cubierta de vidrio  $\tau$  así como la temperatura de condensación  $T_{CO}$ . Se adoptó la medida de variar los valores de un solo parámetro en cada prueba ya que se pueden hacer “n” combinaciones al cambiar dos o más parámetros a la vez pero

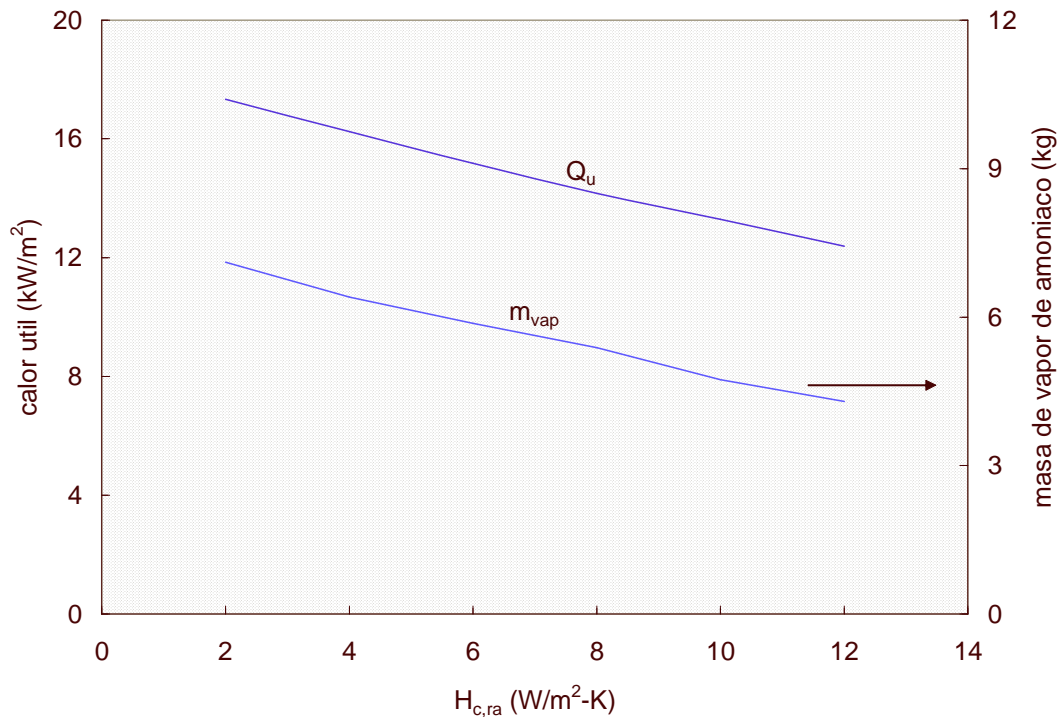
se consideró que con los resultados obtenidos, el análisis es de un nivel de confianza aceptable ya que muestra claramente las tendencias del comportamiento del sistema en dichas condiciones. Existen algunos parámetros que influyen de manera definitiva en el comportamiento del sistema y otros que su influencia es mínima.

Uno de los parámetros que tiene una influencia definitiva en el rendimiento del sistema es el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{cra}$ , mientras el valor de éste coeficiente aumenta, el calor útil disminuye y por tanto la producción de vapor de amoníaco tal como se puede observar en la gráfica de la figura 3.22.

**Tabla 3.8 Análisis de sensibilidad para el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta**

Temp superficie	Temp promedio	coef. Volumétrico	Diámetro tubo	viscosidad cinemática	difusiv térmica	N° Rayleigh	N° Prandtl	N° de Nusselt	conductividad térmica	coeficiente convectivo
Ts(K)	Tf=(Ts+Ta)/2	b=1/Tf	D (m)	$\eta$	$\alpha$	Ra	Pr	Nu	k	hce
333	318	0.003145	0.1524	17.71	25.16	7344224	0.7045	25.77115	0.0276	4.67
343	323	0.003096	0.1524	18.21	25.90	9108119.8	0.7038	27.45428	0.0280	5.04
353	328	0.003049	0.1524	18.71	26.64	10608870	0.7031	28.71641	0.0284	5.35
363	333	0.003003	0.1524	19.21	27.38	11883030	0.7024	29.69384	0.0287	5.60
373	338	0.002959	0.1524	19.71	28.12	12961653	0.7017	30.46547	0.0291	5.82
383	343	0.002915	0.1524	20.22	28.86	13864345	0.7010	31.07704	0.0295	6.01
393	348	0.002874	0.1524	21.25	30.40	13887105	0.7003	31.08788	0.0299	6.09

De las 125 corridas teóricas, se presentan a continuación gráficas de aquellos parámetros que se observó tienen mayor influencia en el funcionamiento del sistema.



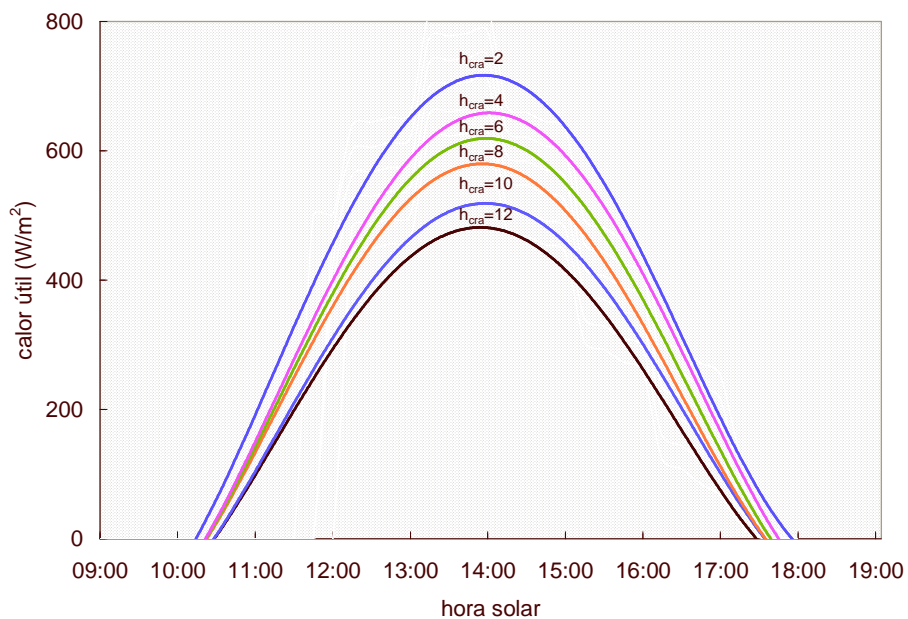
**Fig. 3.22** Influencia del coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta en el calor útil total y en la producción de vapor de amoníaco

La tabla 3.9 muestra el resultado de 6 diferentes pruebas haciendo variar el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{c,ra}$ . La primera y segunda columnas muestran los valores totales de  $I_{b,c}$  e  $I_{d,c}$  para cada corrida. Las siguientes dos columnas muestran los totales de la energía captada por radiación directa y difusa  $q_{b,r}$  y  $q_{d,r}$ , la columna cinco muestra la cantidad de vapor de amoníaco total producido en cada caso, éste es un parámetro clave para conocer el comportamiento del sistema; las columnas seis y siete muestran el calor útil total  $q_u$  y el calor útil producido durante la fase latente  $q_{util}$  respectivamente; la columna ocho indica el parámetro que se cambió, en este caso el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{c,ra}$ , también para este caso se consideraron valores desde 2 hasta 12  $\text{W/m}^2\text{-K}$ . Nótese que entre menor sea el coeficiente  $h_{c,ra}$ , es mayor el calor útil obtenido.

**Tabla 3.9 Resultados de una prueba de simulación haciendo variar el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{cra}$**

$I_{b,c}$	$I_{d,c}$	$q_{br}$	$q_{dr}$	$h_{cra}$	$m_{vapT}$	$q_{útil\ total\ fase\ latente}$	$q_{útil\ total}$
W/m2	W/m2	W/m2	W/m2	W/m2-K	kg	W/m2	W/m2
31184.7	4686.3	19425.6	661.7	2	7.1	12698.3	17335.8
31186.5	4688.2	19426.8	662.0	4	6.4	11328.1	16247.1
31186.5	4688.2	19426.8	662.0	6	5.9	10467.7	15174.4
30688.3	4604.5	19261.8	650.2	8	5.4	9648.3	14164.0
30024.3	4508.8	19180.0	636.7	10	4.7	8404.7	13294.4
30024.3	4508.8	19180.0	636.7	12	4.3	7664.6	12379.9

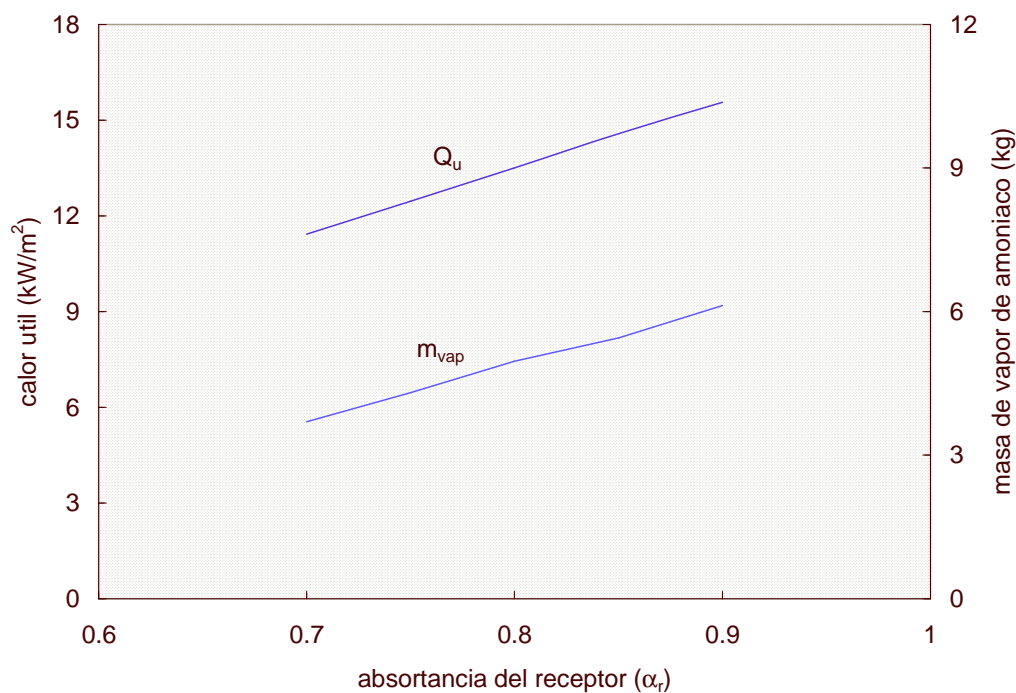
En la figura 3.23 se puede observar como influye el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{cra}$  en el calor útil obtenido a lo largo de un día; los valores de  $h_{cra}$  van de 2 a 12 W/m<sup>2</sup>-K,



**Fig. 3.23 Influencia del coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta  $h_{cra}$  en el calor útil  $Q_u$  obtenido en el generador**

Por lo anterior, es claro que el CPC debe estar completamente cerrado para que el  $h_{cra}$  sea lo menor posible y el  $q_{útil}$  sea mayor.

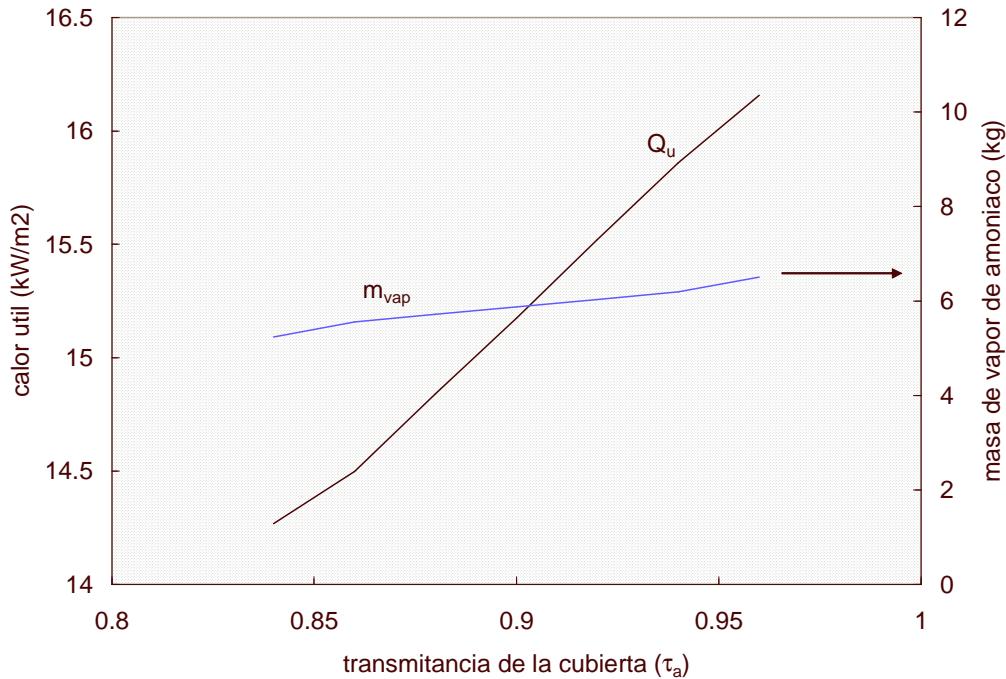
La absorptancia del tubo receptor  $\alpha_r$  también influye notablemente en el comportamiento del sistema, es muy importante que el valor de ésta sea lo mayor posible y para ello se hace necesario aplicar una superficie selectiva que alcance valores de absorptancia lo más alto posibles. Obsérvese en la gráfica de la figura 3.24 como aumenta en calor útil  $Q_u$  y la masa de vapor producido  $m_{vapT}$  al aumentar la absorptancia del receptor, es por ello que se debe aplicar la mejor superficie selectiva para mejorar notablemente la eficiencia del refrigerador procurando estar en valores superiores a 0.85.



**Fig. 3 24 Influencia del receptor en el calor útil total y en la producción de vapor de amoníaco**

Un vidrio de buena calidad que tenga una alta transmitancia  $\tau_a$  también es deseable que se utilice ya que también su influencia es importante en el rendimiento del sistema de refrigeración. Como puede observarse en la figura 3.25, una diferencia en la transmitancia de 0.85 a 0.95, puede producir casi 1 kg más de vapor de amoníaco y aumentar el calor útil hasta en casi 2 kW. No se recomienda utilizar acrílico como

cubierta ya que su transmitancia es menor y con el tiempo disminuye mucho más rápido que la del vidrio.



**Fig. 3.25 Influencia de la transmitancia del vidrio en el calor útil total y en la producción de vapor de amoníaco**

Se llevó a cabo una prueba de la transmitancia del vidrio para diferentes calidades y espesores de éste. La radiación solar en el espectro visible pasa a través del cristal en un rango de 380-780 nm. En la figura 3.26 se muestra la gráfica de la transmitancia para diferentes espesores. Se adoptó un vidrio con espesor de 4mm ya que también influye el tamaño del mismo y su resistencia, sin embargo, se observa que el promedio del valor de la transmitancia es de 0.9 tanto para el vidrio de 4 mm como para el de 2 mm.

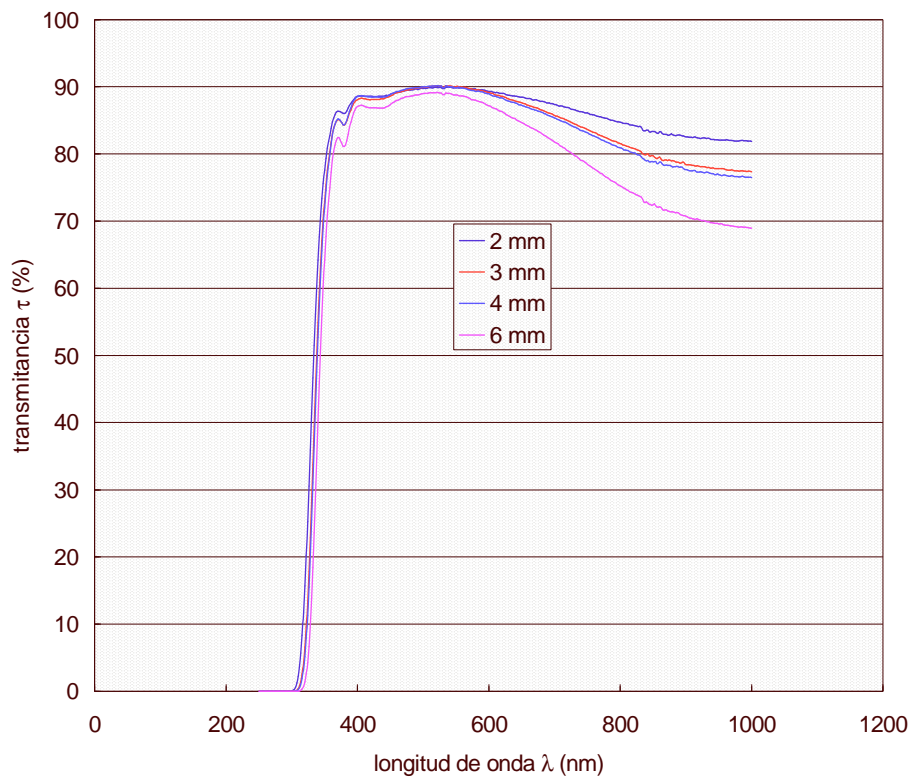
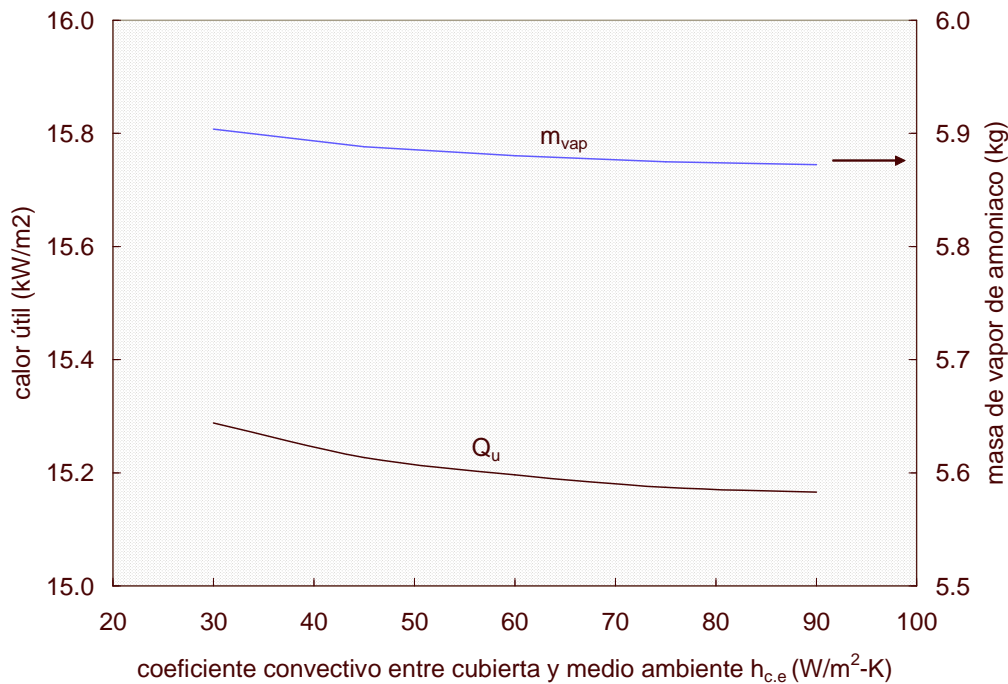


Fig. 3.26 Transmitancia del vidrio a diferentes espesores

Otra variable que se analizó fue el coeficiente convectivo entre la cubierta y el medio ambiente  $h_{c,e}$ ; en la figura 3.27 se puede observar que aunque existe una ligera disminución en los valores del calor útil y de la masa de vapor, la influencia de ésta variable es mínima, aunque aumente de 30 hasta 90  $W/m^2-K$ , las variables mencionadas disminuyen solo ligeramente.





**Fig. 3 27** Se muestra la poca influencia del coeficiente convectivo entre la cubierta y el medio ambiente en el calor útil y el vapor producido

### 3.8 Dimensionamiento del condensador

La simulación de los intercambiadores de calor como son el condensador y el evaporador también se hizo necesaria para cumplir con los requerimientos necesarios para el buen funcionamiento del sistema como son el tipo de intercambiador y el área de transferencia de calor así como la parte mecánica del diseño.

En el marco de éste proyecto, García, E. (2003) realizó un programa en el que se simulan las condiciones físicas del condensador. Las condiciones iniciales bajo las cuales se lleva a cabo la simulación son las siguientes:

Masa máxima de vapor de amoníaco a condensar:

$$m_{vapT} = 3.5 \text{ kg}$$

Flujo del vapor de amoníaco a la salida del generador:

$$\dot{m}_v = 1 \text{ kg/h}$$

Diámetro nominal del tubo del condensador:

$$\Phi_{nom} = 0.00635 \text{ m} = \frac{1}{4}''$$

Diámetro interno del tubo del condensador:

$$\Phi_{int} = 0.0062 \text{ m}$$

Diámetro externo del tubo del condensador

$$\Phi_{ext} = 0.0096 \text{ m}$$

Material del tubo del condensador: aluminio

Fluido para enfriar: agua a 28°C

Obtuvo que para bajar la calidad a un valor de cero, es decir, pasar totalmente a fase líquida, se requieren 2.44 m de tubo mientras que el coeficiente de convección disminuye hasta 500 W/m<sup>2</sup> aproximadamente, lo cual quiere decir que con 3 m de tubo se garantizaría que el vapor de amoniaco que sale del generador se condensa completamente. El agua de enfriamiento se consideró a 28 °C de temperatura. El volumen de agua que se encontró en el simulador resultó ser de 200 litros para mantener una temperatura no mayor a 5°C de la inicial. Sin embargo, no se consideraron las pérdidas térmicas que puede tener el agua de enfriamiento que está en contacto directo con el medio ambiente. También simuló enfriando con aire del medio ambiente (convección natural) dando como resultado mas de 100 m de tubería, descartándose esta posibilidad dada la longitud tan extensa.

Dados los resultados de la simulación, primero se construyó un condensador con 3 m de tubo pero con un volumen de 15 litros de agua el cual en la práctica resultó insuficiente.

En el siguiente diseño auxiliado por García-Valladares (2000), se consideró también un tubo helicoidal de 10 m de longitud el cual está sumergido en un recipiente que tiene una capacidad de 70 litros donde se coloca agua a temperatura ambiente para que al circular el vapor de amoniaco a través del tubo helicoidal se condense y almacene en el tanque destinado para ello.

### 3.9 Dimensionamiento del evaporador

García, E. (2003), llevó a cabo la simulación de un evaporador del tipo pared fría el cual consiste en dos elementos que mantienen contacto directo, en este caso la tubería y una placa que funciona como aleta, considerando una temperatura de pared de  $-10^{\circ}\text{C}$  y una temperatura del refrigerante de  $-20^{\circ}\text{C}$ , para esta temperatura del refrigerante, la presión de saturación es de 1.9 bar. Basó sus consideraciones de acuerdo a Bansal y Chin (2002) con superficies extendidas acopladas a una tubería. Para la simulación consideró tubería de aluminio instalada en contacto directo sobre la pared interna de la cámara de refrigeración la cual también tiene sus paredes del mismo material. El flujo másico de refrigerante que consideró fue de 0.5 kg/h, siendo el diámetro exterior de la tubería de 6.2 mm y el interior de 9.6 mm. La aleta la consideró de 0.05 m. Bajo estas condiciones encontró que la longitud de tubo que se requiere para completar el proceso de evaporación es de 26.5 m. Si aumenta el tamaño de la placa disminuye la longitud total del tubo.

El diseño del evaporador se llevó a cabo tomando en cuenta estos resultados con algunas consideraciones tales como: el tubo, en vez de estar en contacto con la pared de la cámara frigorífica, se coloca de tal forma que esté en contacto directo con los recipientes de agua para la obtención de hielo, de esta forma no se consideró el uso de superficies extendidas ya que la transferencia de calor mejora notablemente al estar la tubería que conduce el refrigerante con los recipientes de agua.

Las condiciones bajo las cuales se llevó a cabo el diseño son:

Presión a la salida de la válvula de expansión:

$$P_{EV} = 2.5 \text{ bar}$$

Temperatura del refrigerante a la salida de la válvula de expansión:

$$T_{EV} = -20^{\circ}\text{C}$$

Diámetro nominal del tubo del evaporador:

$$\Phi_{nom} = 0.00635 \text{ m} = \frac{1}{4}''$$

Diámetro interno del tubo del evaporador:

$$\Phi_{int} = 0.0062 \text{ m}$$

Diámetro externo del tubo del evaporador:

$$\Phi_{ext} = 0.0096 \text{ m}$$

Material del tubo del evaporador: aluminio

Longitud del tubo del evaporador:

$$L = 26 \text{ m}$$

La longitud del tubo garantiza que al absorber el calor dentro de la cámara de refrigeración al flujo másico de 1kg/h, el refrigerante a la salida del evaporador salga como vapor saturado con calidad  $X_g=1$  mientras que la temperatura del refrigerante es de  $-20^\circ\text{C}$  y dentro de la cámara de refrigeración es de  $-5^\circ\text{C}$  lo cual garantiza la producción de hielo.

Se calcularon las pérdidas térmicas a través de la pared de la cámara frigorífica encontrándose que es son del orden de 55.3 kJ/h lo que equivale a pérdidas totales de 663.6 kJ en un periodo de 12 hs que es el tiempo que debe mantenerse el efecto refrigerante mientras se lleva a cabo la generación-condensación, se eligió un aislante térmico de espuma elastomérica a base de caucho sintético flexible, el cual tiene una conductividad térmica entre 0.034 a 0.039 para rangos de temperatura entre  $-10$  y  $40^\circ\text{C}$  (datos del fabricante), que tiene un campo de aplicación para temperaturas que van de  $-40^\circ\text{C}$  a  $85^\circ\text{C}$ , su nombre comercial es ARMAFLEX. El espesor que se utilizó para evitar las mayores pérdidas térmicas fue de 57.15 mm.

En el estudio se tomaron en consideración los siguientes factores:

- Temperatura ambiente:  $32-34^\circ\text{C}$
- Volumen de la cámara de enfriamiento:  $0.125 \text{ m}^3$
- Volumen de agua a congelar: 8 litros
- Pared compuesta por dos placas de acero inoxidable ASTM 304 de 1.59 mm (1/16") de espesor entre las cuales se coloca el aislante térmico de 57mm (2.25") de espesor.

## **CAPÍTULO 4**

### **DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL DE LABORATORIO**

#### **4.1 Introducción**

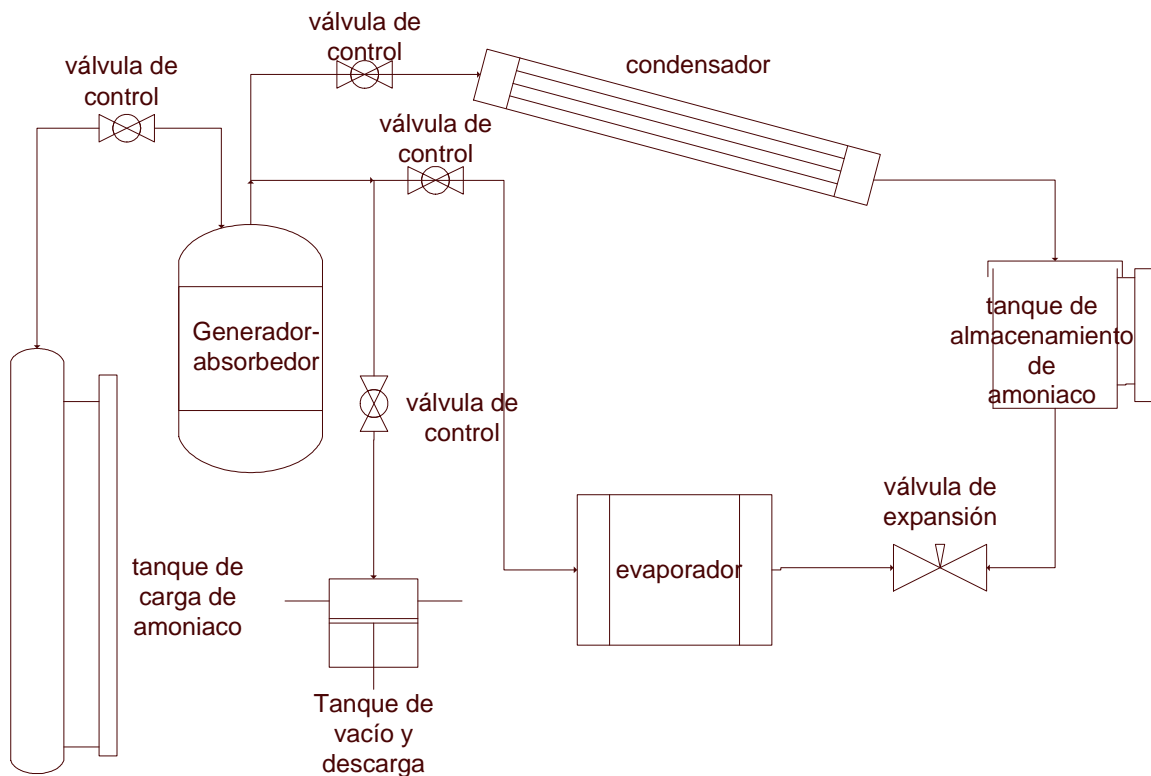
En el laboratorio de refrigeración y bombas de calor del CIE se instaló un equipo experimental de refrigeración por absorción intermitente diseñado por Pilatowsky y construido en su etapa inicial por Méndez (2002), en el cual se puede controlar la temperatura de calentamiento en el generador y la de enfriamiento en el condensador. El dispositivo permite trabajar termodinámicamente con sistemas que trabajan con pares sólido-gas y líquido-gas con el propósito principal de evaluar su comportamiento termodinámico. Se hicieron pruebas experimentales con dos pares, uno sólido-gas y otro líquido-gas.

Se hace una descripción detallada del equipo incluyendo los subsistemas de calentamiento y enfriamiento por medio de los cuales se pueden controlar las condiciones de temperatura y presión del sistema, se da a conocer el procedimiento de carga inicial y se describe paso a paso el procedimiento de arranque y paro del equipo para ambos pares.

#### **4.2 Descripción del equipo**

El equipo consta de un sistema principal que es el de refrigeración, cuyas partes son: el reactor termoquímico que actúa como generador-absorbedor, el condensador, el tanque de almacenamiento de refrigerante, el evaporador y la válvula de expansión. Además se instaló un subsistema de calentamiento-enfriamiento de agua que por un lado calienta y/o enfría al reactor termoquímico y por otro pasa a través del condensador para enfriar al refrigerante; ambas temperaturas se pueden controlar por medio de este sistema que consta de un baño térmico, un enfriador de compresión de vapor y un sistema de bombeo de agua. Una ventaja es que se utilizan cantidades relativamente pequeñas de absorbente y refrigerante y que una vez que se conoce el comportamiento

termoquímico y termodinámico de cada par de trabajo, se pueda escalar a tamaños normales, con un alto grado de certidumbre en su operación. En la figura 4.1 se muestra un diagrama del sistema mostrando cada uno de los componentes los cuales se describe en las siguientes secciones.



**Fig. 4.1 Diagrama del sistema de refrigeración por absorción intermitente montado en el laboratorio del CIE**

El sistema opera en forma intermitente, en una primera etapa se tienen los procesos de generación-condensación y en una segunda los de evaporación-absorción. El principio de funcionamiento es como sigue: al calentar el generador que contiene el par de trabajo absorbente-refrigerante, hasta una temperatura en la cual el refrigerante se evapora, esta temperatura depende del par de trabajo, este vapor pasa al condensador donde se extrae calor pasando al estado líquido y almacenado en el tanque de condensado.

### 4.2.1 Reactor termoquímico

El reactor termoquímico que actúa como generador (desorbedor) en una primera etapa y como absorbedor en otra es de tipo tubular construido en acero inoxidable 316 con un diámetro nominal de 76.2 mm (3") y de 170.18 mm (6.7") de altura, se sella mediante un juego de bridas acopladas, una de las bridas va soldada al cuerpo del reactor y cuenta con caja para arosello de neopreno, este material resiste el efecto del amoniaco (Méndez y Pinazo, 2002). La segunda brida cierra completamente al reactor con 8 tornillos de acero inoxidable 304 de 6.35 mm x 38.1 mm ( $\frac{1}{4}$ " x 1  $\frac{1}{2}$ ") NPT y cuenta con dos tubos soldados que conducen al interior del reactor, uno para conducir el refrigerante hacia el condensador en la etapa de desorción y otro para el refrigerante proveniente del evaporador en la etapa de absorción. En el interior del reactor se colocó un tubo distribuidor de gas unido directamente a uno de los tubos que entran al reactor, perforado a todo lo largo y con cortes laterales para permitir una mejor circulación del refrigerante en el fondo del reactor.

Para evitar el paso del absorbente (sal) hacia el interior del sistema, en el caso del sistema sólido-gas, se colocó una malla fina de acero inoxidable para evitar que el cloruro de bario penetre al tubo, en el caso de líquido-gas, no es necesaria dicha malla ya que el tubo distribuidor se sumerge en la solución.

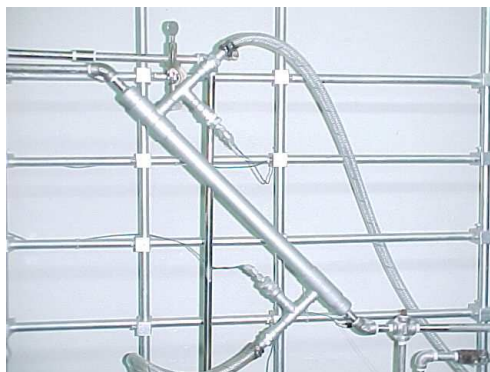
El reactor se puede calentar indistintamente con una resistencia acoplada al cuerpo del mismo con la cual pueden alcanzarse temperaturas de hasta 170°C, o con agua caliente proveniente del baño térmico y con el cual se pueden alcanzar temperaturas cercanas al punto de ebullición del agua. La figura 4.1 muestra una fotografía del reactor en donde se aprecia la brida y los tubos soldados a la misma.



**Fig. 4.1 Reactor termoquímico**

#### **4.2.2 Condensador**

Para condensar el refrigerante en fase de vapor proveniente del reactor se utiliza un intercambiador de calor de tubo y coraza. Se trata de dos tubos concéntricos uno colocado dentro de otro que en este caso constituye la coraza, el tubo interior es de acero inoxidable de 6.35 mm ( $\frac{1}{4}$ " ) de diámetro mientras que el exterior es de cobre de 50.8 mm (2" ) de diámetro. En la parte inferior y superior del tubo exterior se colocaron conexiones para la entrada y salida del agua de enfriamiento respectivamente. La figura 4.2 es una fotografía del condensador en donde se aprecian las conexiones de entrada y salida del fluido de enfriamiento.



**Fig. 4.2 Condensador de tubos concéntricos**



### 4.2.3 Tanque de condensado

Este tanque recibe y almacena el amoníaco proveniente del condensador mientras se lleva a cabo el proceso. Es tubular de acero inoxidable 316 cédula 40 con un diámetro nominal de 76.2 mm (3") y 119.38 mm (4.7") de altura, por la parte superior está conectado directamente al condensador y por la parte inferior a la válvula de expansión. Para medir la cantidad de amoníaco condensado se acondicionó un medidor de nivel de vidrio de 38.1 mm (1 ½") de diámetro exterior acoplado a sus respectivas válvulas. La figura 4.3 muestra una fotografía del tanque donde se observa el medidor de nivel.

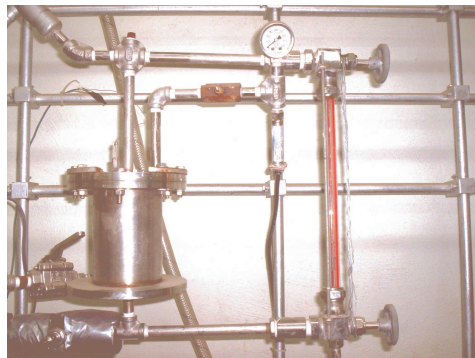


Fig. 4.3 Tanque de condensado

### 4.2.4 Válvula de expansión

La válvula de expansión, es el elemento que permite regular el flujo y separar las zonas de alta y baja presión es de tipo aguja marca Swagelok con vástago regulador de acero inoxidable endurecido, el cierre es de metal a metal con obturador cónico que permite controlar los rangos de caudal con precisión. Para llevar a cabo el cálculo de la válvula se requiere conocer el diámetro del tubo por donde circula el fluido, la densidad del fluido; con esta información se puede calcular la velocidad de flujo para cualquier valor de caída de presión dentro del orificio de la válvula. Además del diámetro del tubo y el

tamaño del orificio es necesario conocer la forma del orificio y todos los cambios en el tamaño y dirección a través de la válvula. Para evitar estos cálculos, los fabricantes utilizan lo que se conoce como coeficiente de flujo ( $C_v$ ) el cual combina los efectos de las restricciones de flujo en la válvula. Los fabricantes determinan el  $C_v$  por medio de pruebas a la válvula con agua a diferentes flujos, usando un prueba estándar desarrollada por la Instrumentation System and Automation society (ISA) para el control de válvulas y que es ampliamente usado para todo tipo de válvulas. Una vez determinado el  $C_v$  por el fabricante, la ecuación gobernante para el flujo del fluido es:

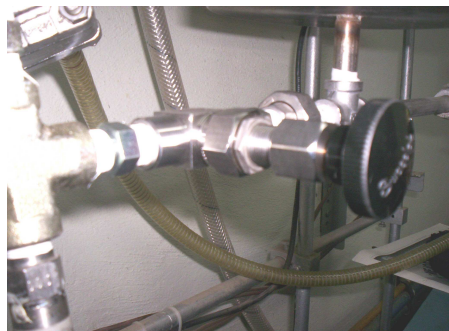
$$Q = N_1 C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{G_f}}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2$$

siendo  $\Delta P$  la caída de presión entre la entrada y la salida de la válvula,  $N_1$  es una constante para homologar unidades (14.42 si  $\Delta P$  está en bar) y  $G_f$  la gravedad específica del agua.

Un aspecto que influye en el cálculo del  $C_v$  es el flujo que va a circular a través de la válvula, el flujo de amoniaco estimado que circulará es de 2 litros/h, lo que equivale a un  $C_v = 0.0002$ . Basados en este dato se elige la válvula adecuada, en este caso el fabricante ofrece una válvula que maneja un  $C_v$  máximo de 0.0035, el  $C_v$  calculado esta dentro del rango de ésta válvula.

La figura 4.4 muestra una fotografía en acercamiento de la válvula de expansión.



**Fig. 4.4** Válvula de expansión

### 4.2.5 Evaporador

El evaporador es el elemento en donde se lleva a cabo el efecto refrigerante, y por éste circula el amoníaco a baja presión absorbiendo el calor de los alrededores. Dadas las características del sistema se eligió un diseño que tuviera la suficiente capacidad para enfriar un cierto volumen de agua (1 litro) disminuyendo la temperatura en un rango de 5 a 10°C. De acuerdo a la capacidad de enfriamiento, se eligió un evaporador del tipo tubo helicoidal el cual puede sumergirse fácilmente en un recipiente con agua para llevar a cabo el efecto refrigerante. La longitud del tubo se calculó según la capacidad de refrigeración deseada, resultando una longitud de 4 m de tubing en acero inoxidable de 9.52 mm (3/8"). Con esta longitud se garantiza que se llevará a cabo el efecto refrigerante. La figura 4.5 muestra una fotografía del evaporador instalado en el sistema y la 4.6 del sistema completo mostrando cada uno de los componentes del equipo.



**Fig. 4.5** Evaporador helicoidal



Fig. 4.6 Equipo experimental de refrigeración por absorción intermitente. a) sistema de suministro de amoníaco, b) reactor termoquímico, c) condensador, d) tanque de almacenamiento del refrigerante, e) válvula de expansión, f) evaporador y g) sistema de adquisición de datos

#### 4.2.6 Equipos auxiliares

Los sistemas auxiliares instalados tienen como función, controlar las variables de operación del equipo tales como la temperatura de la fuente de calor  $T_{HS}$ , el flujo del fluido térmico  $Q_{HS}$ , la temperatura de condensación; otra función importante es la de facilitar la rutina experimental y proporcionar las condiciones de operación para un funcionamiento adecuado del sistema.

#### 4.2.7 Subsistema de suministro de refrigerante

Para suministrar la cantidad de amoníaco requerido en el reactor, se diseñó un subsistema de carga, independiente del sistema principal, que consiste en un tanque de acero inoxidable 316 cédula 40 con una capacidad de 500 ml, una manguera flexible especial para amoníaco que tiene conectores tipo campana de 6.35 mm ( $\frac{1}{4}$ " ) y dos válvulas de aguja, una en la parte superior para extraer vapor de amoníaco y una en la parte inferior para obtener el refrigerante líquido. Además cuenta con un medidor de nivel con el fin de tener una referencia precisa del volumen de refrigerante que se suministra al sistema. Asimismo se instaló un manómetro en el que se observa la presión del tanque. La figura 4.7 muestra una fotografía a detalle del tanque en donde se observa el medidor de nivel, la manguera y el manómetro.



Fig. 4.7 Sistema de suministro de refrigerante

#### 4.2.8 Subsistema de calentamiento

Para calentar el reactor durante el proceso de generación, se utilizaron dos diferentes equipos, según el absorbente que se vaya a utilizar, ya que como se mencionó antes, el sistema se diseñó para evaluar el comportamiento termoquímico y termodinámico de

los diferentes pares absorbente-refrigerante utilizados en los sistemas de absorción intermitentes, aunque casi siempre se utiliza en estos casos el amoníaco como refrigerante. Uno de los aspectos de suma importancia que se evalúan es el que se refiere al uso de la energía solar para calentar el generador del sistema, esto se puede hacer, según la temperatura, con diferentes tipos de concentradores solares, el más simple es el colector plano el cual puede alcanzar temperaturas, según el tipo de tecnología, de 80°C en promedio (los de tipo evacuado pueden alcanzar temperaturas de hasta 120°C, aunque su costo aumenta considerablemente). El fluido que se utiliza para calentar el reactor con captadores planos es agua, por lo que para simular las condiciones de calentamiento con este fluido se utilizó un baño térmico con capacidad de 50 litros que calienta el fluido por medio de resistencias eléctricas, la temperatura se controla por medio de un termostato diferencial integrado al equipo. Al reactor se le adaptó un recipiente con una capacidad de 25 litros construido de lámina galvanizada de 1.5 mm de espesor y cubierto con un aislante térmico de 25.4 mm de espesor marca armaflex de espuma elastomérica resistente al fuego a base de caucho sintético flexible de estructura celular cerrada y con un factor promedio de resistencia a la difusión de vapor de agua  $\mu=10000$ , recomendado entre otras aplicaciones para sistemas de refrigeración y climatización con una conductividad térmica de 0.039 W/m-K cuando la temperatura es superior a los 40°C; su campo de aplicación es para un rango de temperaturas entre -40 y 85°C. El recipiente se sostiene con un elevador manual de tornillo que a su vez regula la altura del mismo. Para circular el fluido entre el baño térmico y el recipiente del reactor se utilizó una bomba centrífuga de 1/100 HP marca March para temperaturas de hasta 121.1°C (250°F) y 10.34 bar (150 psi), que trabaja a 115 V, 50/60 Hz y de 1300 a 1500 rpm, de ésta manera se pudo controlar la temperatura a la que se calentó el reactor. Para controlar el flujo de agua se instalaron válvulas de bola de cobre y un medidor de flujo. Este sistema se utilizó cuando se hicieron pruebas experimentales con la mezcla cloruro de bario-amoníaco en donde la temperatura que requiere el fluido alcanza valores máximos de 95°C. La figura 4.8 muestra una fotografía del baño térmico con la bomba, el recipiente del reactor y el medidor de flujo.



**Fig. 4.8 Baño térmico con su termostato diferencial y la bomba**

La otra forma de calentar el reactor fue mediante una resistencia de 1000 W de potencia, construida en acero inoxidable que alcanza temperaturas de hasta 200°C y que se coloca en forma de chaqueta ajustándose al cuerpo cilíndrico del reactor, esto permite que el calentamiento sea uniforme y a través de toda la superficie del mismo, a su vez la resistencia es alimentada por medio de un VARIAC de regulación variable que suministra la potencia necesaria para obtener la temperatura requerida en la pared externa del reactor. El VARIAC cuenta con una perilla que regula el voltaje y la intensidad de corriente que se le suministra a la resistencia. Esta forma de calentar el reactor se utilizó con la mezcla nitrato de litio-amoniaco ya que el rango de temperaturas en el que se trabaja oscila entre los 90 y los 120°C, similar al que alcanza un CPC como el que se diseñó para el equipo que se menciona en el capítulo 6. La figura 4.9 muestra una fotografía de la resistencia eléctrica y la figura 4.10 del VARIAC.



**Fig. 4.9 Resistencia eléctrica**



**Fig. 4.10 Detalle del VARIAC**



### 4.2.9 Subistema de enfriamiento

Una vez que se llevó a cabo el proceso de generación-condensación, se debe llevar a cabo el de evaporación-absorción para lo cual es necesario enfriar el reactor. Esto se lleva a cabo utilizando el mismo recipiente que sirve para calentarlo. La temperatura del agua se controla por medio de un enfriador de compresión de vapor con una capacidad de enfriamiento de  $1.76 \text{ kW}_{\text{térmico}}$  ( $\frac{1}{2}$  Ton), por cuyo interior se hace circular el agua que pasa directamente al recipiente del reactor, la temperatura es controlada por medio de un termostato diferencial, el rango de la temperatura del fluido de enfriamiento es de 15 a  $28^{\circ}\text{C}$ . Este mismo sistema se utilizó para controlar la temperatura del agua de enfriamiento del condensador. En la figura 4.10 se observa el enfriador.

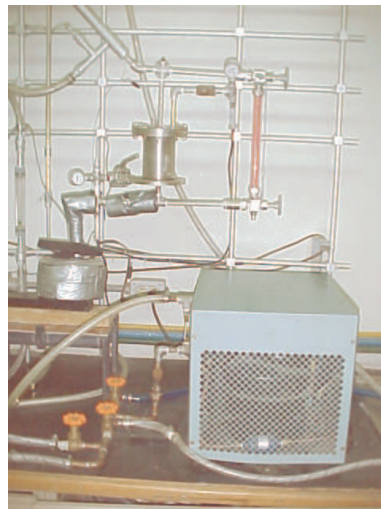


Fig. 4.10 Enfriador de compresión de vapor



#### 4.2.10 Subsistema de vacío

El interior de todo el sistema debe estar libre de humedad y de aire para garantizar su correcto funcionamiento, esto se logra haciendo vacío mediante un subsistema que consta de una bomba de vacío, un recipiente isotérmico y una trampa cuya función es evitar el paso de agua o amoníaco al interior de la bomba; cuando esta operación se lleva a cabo antes de cargar el sistema por primera vez no es necesario utilizar la trampa, ésta se utiliza solo cuando el sistema está cargado y hubo necesidad de hacer vacío debido a alguna fuga en la tubería o en alguna válvula. Se utilizó una bomba marca Cole Parmer con una capacidad de vacío de hasta  $1.33 \times 10^{-5}$  bar ( $1 \times 10^{-2}$  torr) con motor de 560 W ( $\frac{3}{4}$  HP) y 60Hz de frecuencia. La figura 4.11 muestra la fotografía de la bomba de vacío la cual debe operar por un tiempo de alrededor de un minuto para que todo el sistema quede a una presión negativa suficiente para mantener el vacío. Después de ésta operación se debe dejar el sistema por un tiempo de cuando menos 6 horas y verificar que la presión de vacío siga siendo la misma.



Fig. 4.11 Bomba de vacío

El sistema de calentamiento-enfriamiento se diseñó de tal forma que con solo abrir y/o cerrar válvulas se pudiera controlar la temperatura del agua, calentando o enfriando el agua. Para ello se utilizaron dos bombas de 7.5 W (1/100 HP), tubería y conexiones de cobre de 12.7 mm ( $\frac{1}{2}$ " ) y válvulas de paso de cobre. La figura 4.12 es

un diagrama del sistema de calentamiento enfriamiento. Se hace circular agua previamente calentada en el baño térmico por medio de la bomba conectada a éste hacia el recipiente de agua que está instalado en el reactor.

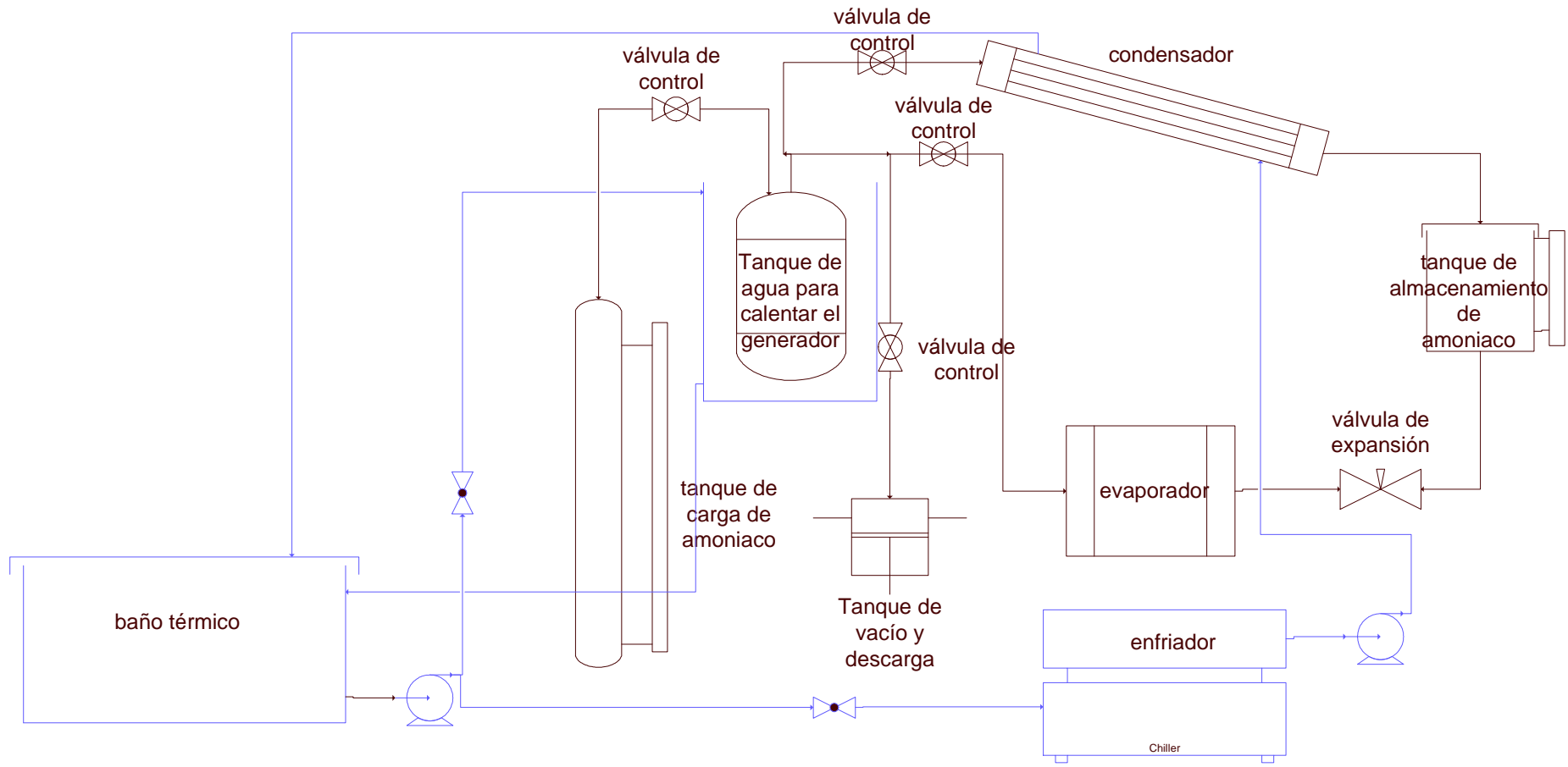


Fig. 4.12 Con líneas azules se puede apreciar el subsistema de calentamiento-enfriamiento



#### 4.2.11 Tubería, válvulas y conexiones

Para interconectar todo el sistema se utilizó tubería de acero inoxidable 304 sin costura de 6.35 mm ( $\frac{1}{4}$ " ) de diámetro nominal. Los codos, tees, coples, nipples, cruces y tuercas unión son del mismo material. Se utilizaron válvulas de bola marca Worcester de acero inoxidable con rosca hembra NPT de 6.35 mm ( $\frac{1}{4}$ " ) de diámetro nominal con una presión de prueba del fabricante de 103.4 bar (1500 psi) y que resisten temperaturas hasta de 288°C. Las válvulas se colocaron a la entrada y salida de cada componente principal, se instaló tubería para conectar el sistema de carga con su correspondiente válvula y para conectar el sistema de vacío, en tres puntos diferentes del sistema de tal manera que si se presentaban fugas en alguna parte del mismo se pudiera aislar de los demás componentes y al corregir se pudiera efectuar el vacío en esa parte sin tener que descargar todo el sistema.

#### 4.2.12 Instrumentación y control

El reactor cuenta con 3 termopares de temperatura tipo J colocados en forma radial, otro en el interior del tanque condensado y dos más a la salida y entrada del condensador. A la salida de la válvula de expansión se colocó un termistor para medir la temperatura del refrigerante, así como uno para medir la temperatura del agua de calentamiento y/o enfriamiento en el recipiente del reactor, asimismo se colocó un termistor para medir el agua que enfriaba el evaporador. Para medir la presión se colocaron transductores, que en términos estrictos convierte la energía a cualquier otra forma, en este caso es una señal eléctrica, a la salida del reactor, en el tanque de condensado y a la salida de la válvula de expansión. Todos estos elementos de control se conectaron a un sistema de adquisición de datos marca HP modelo 34970A con capacidad para tres tarjetas lectoras, cada una con 20 canales de lectura. El programa correspondiente HP VEE versión 5.0 se instaló en una PC, se configuró y desarrolló un programa para el control de los instrumentos mencionados de tal forma que se tenía una lectura cada 5 segundos de todas las variables mencionadas. Asimismo se

colocaron manómetros de carátula tipo Bourdon fabricados en acero inoxidable, tanto en sus partes internas como en la rosca de conexión, como apoyo visual en la lectura de la presión a la salida del reactor y en el tanque de condensado. La figura 4.13 es una fotografía de todo el equipo en donde se muestra el sistema de adquisición de datos y los controladores de presión y temperatura.



**Fig. 4.13 Sistema intermitente de refrigeración por absorción**

#### *4.2.12.1 Calibración de termopares y termistores de temperatura*

Los termopares utilizados son de tipo “J” con un rango de operación de 0 a 500°C. Se utilizaron termistores de temperatura marca YSI modelo 410 de 0.1016m (4”) de largo con un rango de temperatura de 0 a 150°C ; el instrumento es construido con el sensor eléctricamente aislado de las demás partes en contacto del mismo.

Para calibrar los termopares y los termistores se utilizó la metodología propuesta por Gómez (2000) en un equipo de calibración electrónico de alta precisión marca Ametek construido por Jofra Instruments modelo D55SE que tiene un rango de temperatura de

0 a 150°C, por norma el equipo de calibración se en vía una vez al año a verificar con el fabricante. El procedimiento de calibración se lleva a cabo como sigue:

- i.* Se coloca el instrumento de temperatura dentro de uno de los tubos contenedores de aluminio que viene con el equipo de calibración. El equipo cuenta con tubos de diferentes diámetros de tal forma que se utiliza aquel en que el instrumento toque exactamente el fondo del tubo ya que en el extremo del mismo es donde se detecta la temperatura.
- ii.* El cable del instrumento se conecta a un sensor de voltaje mediante dos caimanes para sujetar las puntas. El elemento sensor de voltaje proporciona la variación de temperatura que experimenta el termopar mediante una diferencia de potencial medida en mV. Si se utiliza un sistema de adquisición de datos, el cable se conecta directamente a uno de los canales de la tarjeta multiplexora.
- iii.* Se define el rango de temperaturas a las cuales se requiere calibrar el termopar, en este caso fue de 20°C a 100°C.
- iv.* En el tablero de control del equipo de calibración se leen los valores de temperatura, es aquí donde se define la temperatura de calibración, obteniendo para cada temperatura una lectura en un voltímetro o en el sistema de adquisición de datos.
- v.* Una vez obtenidos los valores, se grafican y se obtiene la ecuación de calibración para cada instrumento.

Cabe hacer notar que los termistores vienen calibrados por el fabricante, sin embargo, se corroboró su precisión calibrándolos de la forma antes descrita. Una fotografía del calibrador y del subsistema de calibración que incluye el sistema de adquisición de datos, un programa en HP VEE instalado en la PC, y el propio calibrador, se puede observar en la figura 4.14.



Fig. 4.14 Calibrador de temperatura y subsistema de calibración

#### 4.2.12.2 Calibración de los transductores de presión

Los transductores de presión de la marca Cole Parmer tienen un rango de operación de 0 a 20.68 bar<sub>man</sub> (0 a 300 psi) y salida de 4 mA a 20 mA. Para llevar a cabo la calibración de este instrumento se requiere el siguiente equipo:

- i. Cabezal de calibración que consta de tubería de 12.7 mm ( $\frac{1}{2}$ " ) en acero al carbón interconectada por medio de uniones "T" para montar los transductores con dos válvulas de control y de dos manómetros previamente calibrados. El cabezal cuenta con una conexión especial para el transductor que se desea calibrar.
- ii. Tanque de nitrógeno con regulador de presión para suministrarle presión al sistema.
- iii. Convertidor de voltaje de 125V de corriente alterna a 12V de corriente directa.
- iv. Voltímetro, digital o analógico.
- v. Programa HP VEE para lectura de los valores registrados.
- vi. Sistema de adquisición de datos.



Se coloca en el cabezal de calibración el transductor a calibrar, estando ya montados los manómetros patrón. El sistema se somete a presiones de 0 a 13.79 bar<sub>man</sub> (0 a 200 psi) de 1.72 EN 1.72 bar (25 en 25 psi) tomando la lectura en el amperímetro o en el sistema de adquisición de datos en mA para cada valor de presión. Con los datos obtenidos se determina la ecuación del instrumento, la cual se programa en el sistema de adquisición de datos que estará leyendo dicho instrumento.

A continuación se muestran los datos obtenidos para los transductores utilizados y la ecuación obtenida para cada uno de ellos. La figura 4.15 muestra las curvas de calibración de los transductores de presión. Cabe aclarar que la curva de 3 de ellos es muy parecida y la variación que existe en la curva del cuarto transductor es porque se trata de uno de la misma marca pero con un rango de 0 a 34.47 bar (0 a 500 psi), por eso la diferencia.

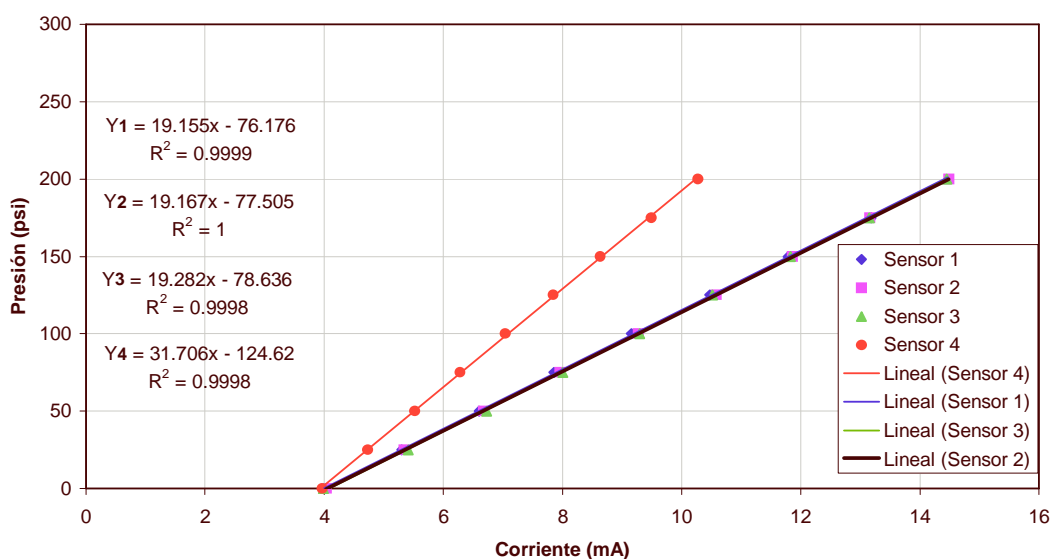


Fig. 4.15 Curvas de calibración de los transductores de presión

La figura 4.16 muestra una fotografía del sistema de calibración de los transductores de presión. Se observan los manómetros patrón y los transductores a calibrar, además del tanque de nitrógeno. Obsérvese que el sistema cuenta con válvulas de control y alivio para la operación óptima del sistema.



Fig. 4.16 Sistema de calibración de transductores de presión

### 4.3 Rutina experimental para la carga inicial del equipo

Como ya se ha mencionado, el sistema es útil para evaluar diferentes pares de absorbente-refrigerante utilizados para sistemas de refrigeración por absorción. En primer término se evaluó el cloruro de bario-amoniaco que es un compuesto sólido-gas, es decir, el cloruro de bario siempre permanece en fase sólida, mientras que el amoniaco pasa de la fase vapor mientras se encuentra en contacto con la sal y durante

el proceso de generación, hasta que pasa al condensador, donde, como su nombre lo indica, el refrigerante es condensado pasando a la fase líquida cuando se almacena en el tanque especialmente diseñado para ese fin, sin embargo, cuando se encuentra en esta fase, el refrigerante no hace contacto alguno con el absorbente. Por tanto el proceso de carga de refrigerante debe ser en forma de vapor. El amoníaco tiene la característica de que al estar almacenado en un recipiente a una determinada presión, se encuentra en dos fases, la parte superior del recipiente se encuentra en fase vapor y la inferior en fase líquida. Así si se extrae por la parte superior se obtiene vapor y si se hace por la inferior, se obtiene líquido.

#### **4.3.1 Rutina de carga del sistema cloruro de bario-amoniaco**

El procedimiento de carga se lleva a cabo de la siguiente manera:

1. Se deshidrata el cloruro de bario dentro de una estufa a la temperatura necesaria a la que la presión de vapor de agua de los cristales con agua excede la presión de vapor en el ambiente. En este caso se deshidrató entre 110°C y 120°C. La literatura recomienda una temperatura de deshidratación de 113°C (Book of data. University of El tiempo en que la sal se sometió al proceso de deshidratación fue de 2 horas. Otra forma de llevar a cabo la deshidratación es colocando la sal directamente en el reactor y mediante la resistencia eléctrica someterla a un proceso de calentamiento, en este caso, existe la desventaja de que la humedad extraída de la sal puede quedar atrapada dentro de la tubería ya que el vapor de agua se condensa y aunque se aplique vacío podrían quedar trazas de humedad. Esta última técnica se utilizó en un principio, habiendo tenido algunos problemas con el comportamiento del par cloruro de bario-amoniaco, por lo que hubo que repetir la operación. Se optó por utilizar la primera técnica mencionada debido a que da mejores resultados tanto para cloruro de bario-amoniaco como para el nitrato de litio-amoniaco.
2. Una vez deshidratado el cloruro de bario, y habiendo previamente aplicado vacío al sistema se procede a la carga de amoníaco el cual se ha cargado previamente en el tanque de suministro de refrigerante descrito en 4.2.1. El amoníaco se debe

suministrar al sistema en forma de vapor, por tanto la conexión se lleva a cabo por la parte superior del tanque.

3. Una vez hechas las conexiones adecuadas, se abre la válvula de alivio entre la manguera que conecta al sistema y el propio sistema con el fin de evitar que el aire contenido en la manguera penetre a la tubería. Una vez que se extrajo el aire, se abre la válvula de la parte superior del tanque de amoníaco conectada directamente a la línea que comunica con el reactor para que el refrigerante pase en forma de vapor. El medidor de nivel permite controlar el volumen de amoníaco que se le suministra al reactor. El proceso de carga, en este caso, es intermitente ya que se deja pasar una cierta cantidad de amoníaco al reactor y la válvula se vuelve a cerrar, y así hasta completar la carga. El comportamiento termoquímico del par se analiza en la sección 5.2.

#### **4.3.2 Rutina de carga del sistema nitrato de litio-amoníaco**

El procedimiento difiere sustancialmente del llevado a cabo con el par sólido-gas. En este caso se requiere de un tanque auxiliar, mostrado en la figura 4.17, en donde se prepara la solución para posteriormente pasarla al reactor. El procedimiento es como sigue.

1. La sal se somete a una temperatura de 110°C a 120°C dentro de la estufa por 3 horas.
2. Una vez que se llevó a cabo la deshidratación de la sal, ésta se introduce en el tanque auxiliar de carga a través de una de las conexiones que tiene el tanque, tapando inmediatamente para evitar que la humedad se introduzca al tanque.
3. Se conecta el tanque que contiene la sal con el tanque que contiene amoníaco por la válvula inferior de éste ya que se requiere que el refrigerante se ponga en contacto en forma líquida con la sal para formar la solución. Mediante la válvula de paso se controla el volumen de refrigerante que previamente se tiene calculado para formar la solución. Al ser una reacción exotérmica se libera calor y la solución se calienta. Este proceso es muy rápido, solamente se requieren unos 5 minutos.

4. Una vez que pasó todo el refrigerante, se cierran válvulas y el tanque se agita con el fin de que la solución se haga homogénea. Se comprueba a través del medidor de nivel que la solución es homogénea y se deja reposar por un tiempo aproximado de una hora hasta que la solución se mantenga a temperatura ambiente.
5. Se comprueba a través del medidor de nivel el volumen de solución que teóricamente se calculó.
6. Se conecta el tanque con la solución a la línea que conduce al reactor y se abre la válvula inferior del tanque para asegurar que pase en forma líquida. Esta etapa también es rápida llevándose a cabo en un par de minutos.
7. Se abre la válvula de alivio que a su vez tiene una manguera colocada dentro de un recipiente con agua para despresurizar el sistema de carga. Una vez hecho esto, se desconecta la manguera de carga, habiendo previamente cerrado la válvula de paso al reactor. El sistema está listo para trabajar.



**Fig. 4.17 Tanque auxiliar de carga**

## 4.4 Rutina de procedimiento de arranque y paro del sistema

La forma de calentar el reactor para ambos pares se llevó a cabo en forma distinta. Para el par sólido-gas, se calentó con agua que recirculaba a través del baño térmico y para el par líquido-gas con la resistencia eléctrica. En cada caso se tiene que adaptar el sistema para dicho fin. Cuando se calienta el reactor con agua es necesario instalar el recipiente colocado sobre el elevador el cual contiene el agua que se recircula desde el baño térmico con el auxilio de la bomba, controlando la temperatura de la misma mediante el termostato que tiene el baño térmico. En el caso de la resistencia, se instala la misma alrededor del reactor y se aísla térmicamente.

### 4.4.1 Rutina de arranque y paro del sistema cloruro de bario-amoniaco

1. Se activa el sistema de adquisición de datos, teniendo cuidado de asignar un nuevo nombre a la prueba experimental que se va a llevar a cabo cada vez. Si se hacen un buen número de pruebas experimentales se recomienda asignar el nombre con letras y números que indiquen si es prueba de generación o de absorción. Ejemplos de esto son: gc200105, an130205 donde la primera letra indica si es generación o absorción, la segunda indica si es cloruro de bario o nitrato de litio y los números indican la fecha. Así se tiene un control de cada experimento realizado.
2. Se abre la válvula de la tubería que conduce la línea que va del reactor al condensador. Se mantienen cerradas la válvula de expansión y las válvulas que conducen la línea que va de la válvula de expansión al reactor.
3. Se ajusta la perilla del termostato a la temperatura que se desea calentar el agua y se activa la resistencia.
4. Se activa la bomba de recirculación con el fin de que la temperatura del agua contenida en el recipiente se homogenice. El flujo de agua se controla mediante la válvula y el medidor de flujo colocados a la entrada del recipiente. Es muy importante el control del flujo ya que el recipiente es abierto por la parte de arriba y podría derramarse el agua si no se controla el flujo de entrada y de salida. El

flujo de salida puede ser por gravedad o auxiliado con una bomba del mismo tipo.

5. Se abre la válvula del agua de enfriamiento del condensador, la cual está conectada a la red de agua corriente y pasa a través del enfriador, esto permite controlar la temperatura del agua de enfriamiento mediante el termostato colocado en el enfriador. Mediante el medidor de flujo colocado entre la línea del enfriador y el condensador se controla el gasto de agua que circula a través del condensador.
6. Se toman lecturas cada 10 minutos de la temperatura en la pared externa del reactor y en el centro del mismo, de la presión en el reactor y del volumen de amoniaco que se va condensando y acumulando en el tanque de condensado. Como el flujo de amoniaco que se va condensando es muy pequeño, se requeriría de un medidor de bajos flujos, el cual tiene un costo muy elevado, por tanto, esta operación se hace visualmente mediante el método de volumen acumulado, tomando lecturas cada 5 minutos desde el momento que se visualizan las primeras gotas de amoniaco hasta que termina éste proceso.
7. Una vez que se termina de generar, se para la bomba y se desconecta el termostato. El agua de enfriamiento del condensador se mantiene circulando por unos 15 minutos mas con el fin de asegurar que el vapor que se encuentra atrapado en la tubería se condense completamente.
8. Se cierra la válvula de la línea que va del reactor al condensador. Este paso es de vital importancia ya que si permanece abierta el amoniaco sería absorbido por el reactor nuevamente, esto debido a que al enfriarse el reactor, disminuye la presión y se genera una diferencia de presiones entre el tanque de condensado y el reactor.
9. Una vez que el reactor ha disminuido su temperatura hasta la ambiente, lo que a su vez provoca una disminución de la presión, el sistema está listo para los procesos de evaporación y absorción, para lo cual se debe dejar instalado el recipiente de agua que enfría al reactor y cerrar las válvulas que conducen del reactor al condensador y del condensador al tanque de condensado.



10. El evaporador también contiene un recipiente aislado térmicamente con 1 litro de agua donde se observará el efecto refrigerante al disminuir la temperatura del fluido.
11. Se abre la válvula de paso entre el evaporador y el absorbedor (reactor).
12. Se dispone una nueva prueba en el programa HP VEE tal como se indica en el paso 1. Después de esto, se abre lentamente la válvula de expansión verificando los valores de la presión y temperatura a la salida de la misma de tal manera que no se debe abrir demasiado para que la presión no pase de 3 bar ya que arriba de esta presión no se podría llegar a la temperatura deseada en el evaporador que es de  $-5^{\circ}\text{C}$  a  $-10^{\circ}\text{C}$ .
13. En cuanto se observe en el medidor de nivel del tanque de condensado que se agotó el amoníaco almacenado, la temperatura y la presión en el evaporador irán aumentando paulatinamente conforme se agota el refrigerante contenido en la tubería. En ese momento se debe detener la lectura en el sistema de adquisición de datos y parar la prueba.
14. Se dejan abiertas las válvulas de expansión y de paso entre el reactor y evaporador para que se termine de absorber todo el amoníaco contenido en la tubería, teniendo cuidado que al iniciar una nueva prueba de generación-condensación, se vuelvan a cerrar.

#### **4.4.2 Rutina de arranque y paro del sistema nitrato de litio-amoniaco**

Cuando el sistema trabaja con la solución nitrato de litio-amoniaco, el reactor se calienta con la resistencia mencionada en el inciso 4.2.8 de éste capítulo la cual previamente debe instalarse y conectarse al VARIAC para el suministro de energía. Una vez hecho esto se sigue el siguiente procedimiento:

1. Se llevan a cabo los pasos 1 y 2 descritos en la sección 4.4.1.
2. Se ajusta la perilla del VARIAC al porcentaje adecuado según la temperatura requerida. Previamente se calibró el dispositivo para conocer las temperaturas según el porcentaje de apertura de la perilla.



3. Se abre la válvula del agua de enfriamiento del condensador, la cual está conectada al baño térmico que en este caso solo sirve como tanque de recirculación y pasa a través del enfriador, esto permite controlar la temperatura del agua de enfriamiento mediante el termostato colocado en el enfriador. Mediante el medidor de flujo colocado entre la línea del enfriador y el condensador se controla el gasto de agua que circula a través del condensador.
4. Se lleva a cabo el paso 6 descrito en la sección 4.4.1.
5. Una vez que se termina de generar, se desactiva el VARIAC. El agua de enfriamiento del condensador se mantiene circulando por unos 15 minutos más con el fin de asegurar que el vapor que se encuentra atrapado en la tubería se condense completamente.
6. Se lleva a cabo el paso 8 descrito en la sección 4.4.1.
7. Si se desea que el reactor disminuya su temperatura rápidamente, se coloca el recipiente contenedor de agua en el reactor, en caso contrario se puede dejar que disminuya la temperatura con la ambiente.
8. Se llevan a cabo los pasos 9 a 14 mencionados en el inciso 4.4.1.

## CAPÍTULO 5

### EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LOS SISTEMAS

#### $BaCl_2-NH_3$ Y $LiNO_3-NH_3$

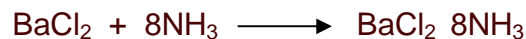
##### 5.1 Introducción

Se muestran los resultados obtenidos de las pruebas experimentales realizadas con los pares cloruro de bario-amoniaco y nitrato de litio-amoniaco en el equipo montado en el laboratorio. En una etapa anterior, el equipo fue armado por Méndez (2002), habiéndose realizado el procedimiento de carga del par cloruro de bario-amoniaco, sin embargo, cuando se llevaron a cabo las pruebas del ciclo completo, las válvulas que se instalaron originalmente tenían fugas o no sellaban totalmente, de tal forma que hubo que cambiarlas todas, también se presentaron fugas en la brida del reactor y en el sello de la válvula de expansión. Esto obligó a realizar varias veces el procedimiento de carga inicial del sistema. Originalmente el sistema no contaba con evaporador ni con válvula de expansión, ya que el tanque de condensado hacía las veces de evaporador y no se pensaba en hacer pruebas de absorción, ya que del amoniaco como refrigerante se tienen amplias referencias bibliográficas, mas bien, inicialmente se enfocó el estudio al comportamiento del par en el proceso de generación-condensación. Sin embargo y dado que se tenían las condiciones, y el apoyo económico para implementar las demás partes del equipo se procedió a instalarlas. Esto hizo que se tuviera que realizar un nuevo programa de adquisición de datos, que se implementaran nuevos instrumentos de medición, tales como transductores de presión y termistores de temperatura así como su correspondiente calibración. Inicialmente se utilizó como fuente de energía la resistencia para calentar el reactor, pero dadas las condiciones de temperatura, se pensó en simular un subsistema de calentamiento que refleje las condiciones de un conjunto de colectores solares planos que alcanzan fácilmente las temperaturas de generación. El subsistema además hace circular agua fría a través del

condensador, y si se desea a través del recipiente del generador; su descripción detallada se puede leer en el capítulo 4.

## 5.2 Sistema termoquímico cloruro de bario-amoniaco

La transmisión de calor a través de un sólido (cloruro de bario) se lleva a cabo asumiendo que las cavidades son suficientemente pequeñas para que no haya que tomar en cuenta la convección, se asume que cuando las dimensiones de las cavidades son inferiores a 1cm, el calor se transmite a través de los vacíos por conductividad y radiación. La reacción que se lleva a cabo en el sistema es la siguiente:



Esto indica que se necesitan 8 moles de amoniaco por cada mol de cloruro de bario. En base a esta reacción se calcula la masa de cloruro de bario y de amoniaco según el volumen disponible del reactor, los cálculos se llevan a cabo de la siguiente manera:

$$PM_{NH_3} = 17.03 \text{ kg/kg mol}$$

$$PM_{BaCl_2} = 208.333 \text{ kg/kg mol}$$

$$\frac{PM_{NH_3} \cdot n_{NH_3}}{PM_{BaCl_2} \cdot n_{BaCl_2}} = 0.6543$$

por tanto:

$$\frac{m_{NH_3}}{m_{BaCl_2}} = 0.6543$$

la masa disponible de cloruro de bario ya deshidratado es de 0.259 kg por tanto la masa de amoniaco que el sólido debe absorber es:

$$m_{NH_3} = 0.259 \times 0.6543 = 0.169 \text{ kg}$$

y la densidad del amoníaco:

$$\rho_{NH_3} = 611 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{Líquido saturado a } 20^\circ\text{C})$$

por tanto es posible obtener el volumen de amoníaco requerido mediante la relación:

$$V_{NH_3} = \frac{m_{NH_3}}{\rho_{NH_3}}$$

$$V_{NH_3} = \frac{0.169 \text{ kg}}{611 \text{ kg/m}^3} = 2.77 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 277 \text{ cm}^3$$

Antes de llevar a cabo la carga del refrigerante es necesario previamente deshidratar el cloruro de bario con el fin de extraer la mayor cantidad de humedad y presentarlo en un estado de pureza de al menos 95%, esto permite que la absorción se lleve a cabo adecuadamente de acuerdo a los cálculos termoquímicos. Una vez deshidratado, se coloca en el reactor y se sella perfectamente. Se extrajo el aire contenido en el interior del sistema con una bomba de vacío, eliminando todo residuo de aire y humedad, la presión a la que quedó el sistema estuvo en el rango de  $-0.4$  a  $-0.7 \text{ bar}_{\text{man}}$ .

El sistema de refrigeración termoquímico tiene ciertos límites de operación que se tienen que respetar. Una máquina termoquímica trabaja en tres o cuatro niveles de temperatura, por tanto se planteó la consideración de limitarla a ser una máquina triterma. El diagrama de equilibrio del  $BaCl_2, 8NH_3$  permite fijar los límites de operación, así se cumplen las condiciones de operación para que la temperatura de evaporación  $T_E$  del amoníaco sea de  $-10^\circ\text{C}$ . Bajo estas condiciones, los datos obtenidos a partir de la gráfica de equilibrio son las siguientes (Pilatowsky, 1984):

$$T_E = -10^\circ\text{C}$$

$$T_D = 70^\circ\text{C}$$

$$T_c = 35^\circ\text{C}$$

$$P_E = 3.0 \text{ bar}$$

$$T_A = 35^\circ\text{C}$$

$$P_c = 13.76 \text{ bar}$$

Bajo las condiciones anteriores, se procede a llevar a cabo la síntesis entre el cloruro de bario y el amoníaco, es decir, a cargar amoníaco hacia el reactor que contiene el cloruro de bario. En condiciones de equilibrio, la presión no debe sobrepasar los 3 bar en cada apertura de la válvula del tanque con el fin de que la cinética se lleve a cabo en forma adecuada. El procedimiento a seguir es el siguiente: previamente se carga un pequeño tanque de amoníaco que tiene un tubo de nivel con una capacidad de 500 ml, en el recipiente de agua del reactor se coloca agua fría con el objeto de que el reactor disminuya su temperatura lo mas rápido posible ya que en cuanto se abre la válvula para dar paso al amoníaco hasta que la presión alcance los 3 bar, la temperatura del reactor aumenta entre 2 y 4°C, el agua fría hace que la temperatura en el reactor baje y por tanto su presión, la cual debe bajar hasta valores entre 1 y 1.4 bar antes de volver a abrir la válvula. El procedimiento continúa hasta que se nota que la presión no disminuye, la masa de amoníaco absorbida debe ser la calculada según la fórmula anterior. La absorción de los 8 moles de amoníaco concluye cuando a pesar de estar en contacto con el sólido, ya no se observa aumento en la temperatura y la presión tiende a igualarse. La figura 5.1 muestra el perfil de temperaturas en el reactor durante el proceso de carga de amoníaco antes descrito.

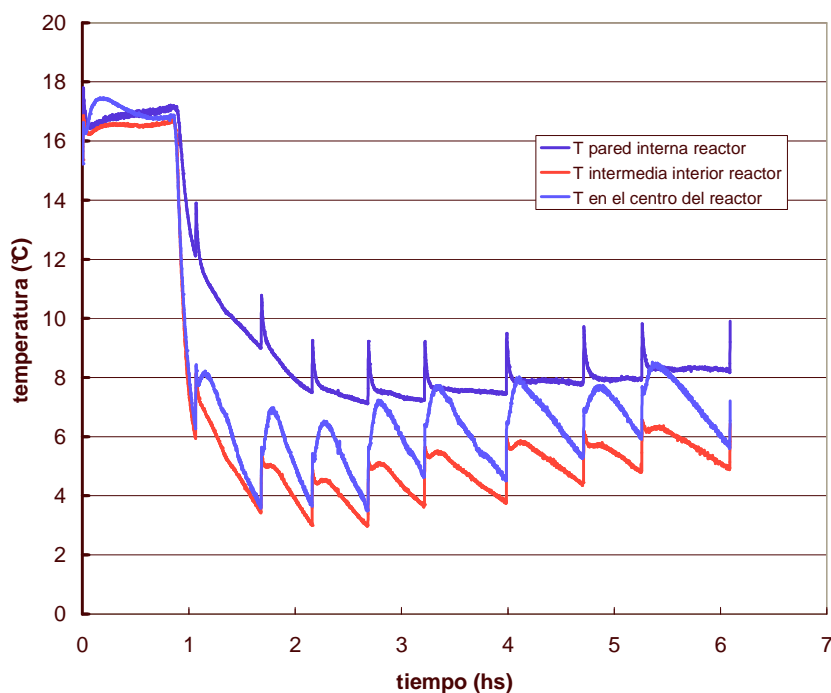


Fig. 5.1 Perfil de temperaturas radiales dentro del reactor durante el proceso de síntesis

### 5.3 Pruebas experimentales con el sistema cloruro de bario-amoniaco

Se realizaron un total de 135 pruebas experimentales con el par sólido-gas, esto incluye tanto la parte de generación-condensación así como la de evaporación-absorción. No todas fueron exitosas, en 53 de ellas en la primera etapa se logró almacenar entre 60 y 140 ml de amoniaco. En 36 se logró el efecto refrigerante en 750 ml de agua de enfriamiento cuando la temperatura del amoniaco estuvo entre  $-17^{\circ}C$  y  $5^{\circ}C$ . También hubo que realizar varios intentos en el proceso de deshidratación del cloruro de bario: primero se colocó un cierto volumen de  $BaCl_2$  hidratado directamente en el reactor, se calentó éste con la resistencia hasta una temperatura de  $120^{\circ}C$  con el fin de asegurar que la humedad contenida en la sal se desprendiera y se abrió la válvula de alivio hacia el medio ambiente para que el vapor de agua saliera. Posteriormente se hizo vacío al sistema para extraer el aire y la humedad que hubiera quedado en la tubería, finalmente se llevó a cabo la carga del amoniaco; sin embargo, durante los procesos de generación y condensación, no se condensaba la cantidad de amoniaco esperada ni aun aumentando más la temperatura de generación. Por lo tanto se llegó a la conclusión de que, por un lado, el diseño del reactor en forma cilíndrica, no permitía que la humedad contenida en la sal, pudiera ser desalojada a pesar aumentar la temperatura muy por arriba de la necesaria, y por otro lado, el diámetro de la tubería también influyó en evitar la salida del vapor ya que del reactor a la tubería principal hay un tramo de tubo de solo 3.175 mm (1/8"). Este procedimiento se llevó a cabo dos veces ya que cuando falló la primera vez se pensó que algún paso de los mencionados posiblemente no se había hecho adecuadamente. Entonces se optó por deshidratar fuera del reactor la sal en una mufla a una temperatura de  $110^{\circ}C$  a  $120^{\circ}C$  manteniéndola durante 5 horas. Se pesó la sal hidratada y se sometió al proceso, después del tiempo mencionado, por cada 100 g hidratada, se obtuvieron 90 g deshidratada, es decir, la humedad se redujo en un 10%. Una vez deshidratada se pasó rápidamente al reactor con el fin de que al contacto con el medio ambiente pudiera ganar algo de humedad y se hizo vacío al sistema. Con este procedimiento, el sistema generó y condensó el volumen esperado de amoniaco.

Una vez que se dominó el procedimiento de carga del sistema y el método para realizar las pruebas experimentales, se realizaron estas a diferentes temperaturas de la fuente que fueron desde los 60 hasta los 120°C. Estas experiencias previas determinaron el rango de temperaturas en el que el sistema debe funcionar (70 a 95°C) ya que a temperaturas por debajo de los 70°C no se alcanza la temperatura de generación en el interior del reactor y por encima de los 120°C se dificulta posteriormente el proceso de absorción.

#### **5.4 Análisis de los resultados obtenidos con el par de trabajo cloruro de bario-amoniaco**

En la primera etapa correspondiente a los procesos de generación-condensación, se monitorearon la temperatura en el centro del reactor, que corresponde a la temperatura de generación  $T_{GE}$ , la temperatura en la posición correspondiente a la mitad del radio y la temperatura en la pared interna del reactor. Asimismo se registró la temperatura de la fuente (agua caliente), la temperatura en el interior del recipiente de condensado, la temperatura a la salida de la válvula de expansión, a la entrada y a la salida del agua de enfriamiento del condensador y la temperatura ambiente. En lo que respecta a la lectura de la presión, ésta se llevó a cabo en el interior del reactor, que corresponde a la presión de generación  $P_{GE}$ , en el recipiente de condensado  $P_{CO}$  y a la salida de la válvula de expansión  $P$ . Los flujos de agua de calentamiento o de enfriamiento para el reactor y para el condensador se realizaron en forma visual utilizando flujómetros convencionales.

En la siguiente etapa que corresponde a los procesos de evaporación y absorción, se registraron la temperatura a la salida de la válvula de expansión  $T_{EV}$ , la temperatura del fluido refrigerado  $T_{FL}$ , la temperatura en el reactor  $T_{AB}$  así como la presión a la salida de la válvula de expansión  $P_{EV}$  y en el reactor  $P_{AB}$ .

Se dispuso de una bitácora en donde se anotó el volumen de amoníaco generado cada 10 minutos durante los procesos de generación-condensación. Además, para cada prueba experimental se hicieron las anotaciones relevantes en cada una de ellas.

En las figuras 5.2 y 5.3 se muestran las curvas de la temperatura de generación  $T_{GE}$  en color rojo, de la presión de generación  $P_{GE}$  en color verde, la temperatura de la fuente de calor  $T_{HS}$ , que en éste caso es agua, para valores de 70°C, 75°C, 80°C y 95°C; nótese que para todos los casos  $T_{GE}$  tiene un valor de alrededor de 55°C, éste dato es muy importante ya que se está logrando, con el par sólido-gas que el amoníaco se evapore a ésta temperatura. La diferencia entre  $T_{HS}$  y  $T_{GE}$  es de 15°C para el primer caso, de 20°C para el segundo, de 25°C para el tercero y de 40°C para el último, ésta diferencia de temperaturas es relativamente grande ya que la pared del reactor es gruesa y de acero inoxidable y la conductividad térmica de la solución es muy baja. Aun así, con los valores de  $T_{HS}$  alcanzados es muy factible utilizar fuentes de calor relativamente bajas para alcanzar la temperatura de la fuente de calor  $T_{HS}$ . Un ejemplo pueden ser los captadores solares planos evacuados que alcanzan temperaturas de 80°C. Otra fuente de calor pueden ser los concentradores parabólicos compuestos CPC, los cuales pueden alcanzar temperaturas superiores a los 120°C.

En las figuras 5.2 y 5.3 puede observarse que la curva de  $T_{GE}$  sufre un aumento brusco en la parte final, esto indica que en ese momento, y con la temperatura de la fuente correspondiente, concluyó la generación de refrigerante que a esa temperatura se puede alcanzar. En color naranja se observa la temperatura de condensación  $T_{CO}$  del amoníaco generado, puede notarse que el valor de  $T_{CO}$  se encuentra entre los 22°C y los 27°C, es decir, basta con que la temperatura del agua de enfriamiento en el condensador se encuentre a temperatura ambiente para llevar a cabo el proceso de condensación del refrigerante.

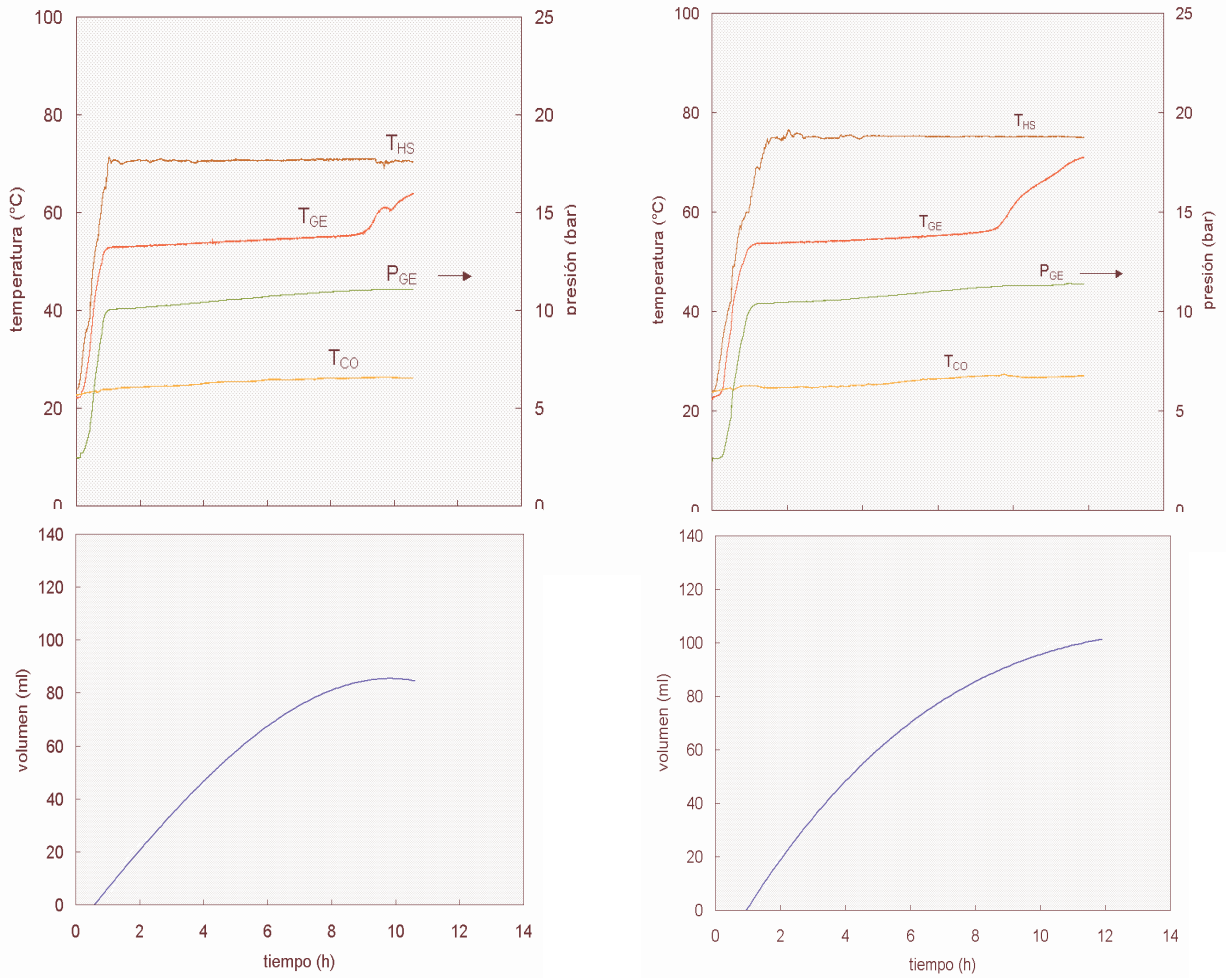
Se llevaron a cabo también pruebas experimentales en las que la temperatura de condensación era de hasta 17°C y obviamente no se tuvo ningún problema con este proceso.



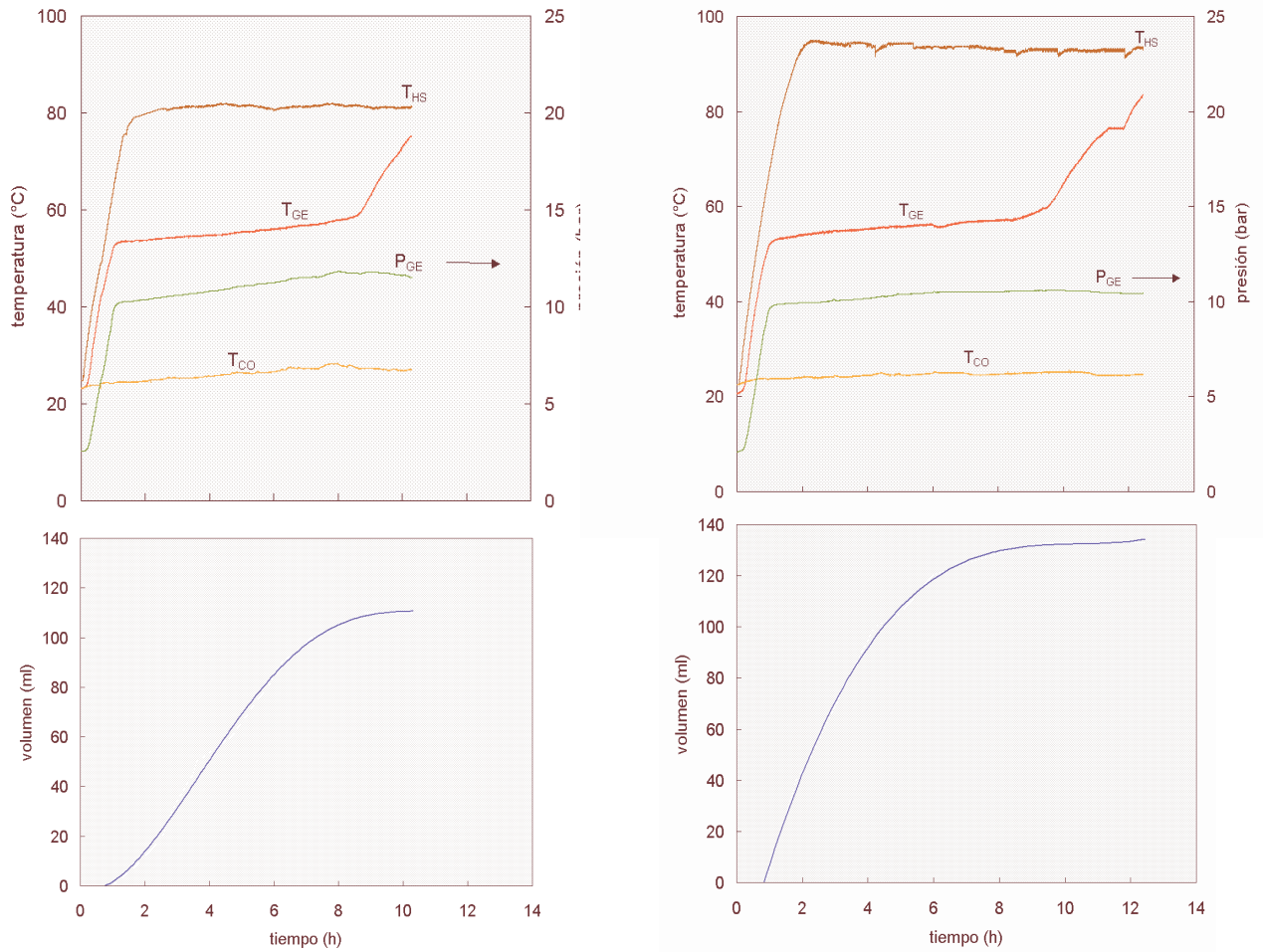
La parte inferior de la gráfica es el volumen de amoníaco condensado, y muestra que a mayor temperatura de la fuente  $T_{HS}$ , mayor es el volumen obtenido, así cuando la temperatura de la fuente es de  $70^\circ C$  el volumen obtenido fue de alrededor de 90 ml, para  $75^\circ C$  el volumen fue de 100 ml, para  $80^\circ C$  de 110 ml y para  $95^\circ C$  de 135 ml. Estos valores indican que a mayor temperatura de la fuente  $T_{HS}$ , mayor es el volumen de refrigerante generado, sin embargo, es conveniente hacer un análisis entre el amoníaco que se desea obtener y la fuente de calor disponible, la cual puede ser, entre otras, un concentrador solar plano o un CPC, al momento de llevar a cabo el diseño de un equipo de esta naturaleza lo cual influye en el rendimiento y en el costo del equipo.

En las figuras 5.2 y 5.3 también se puede observar la curva correspondiente a la presión de generación  $P_{GE}$ . En un inicio, ésta aumenta continuamente hasta alcanzar un punto máximo en el que se nota claramente que la pendiente de la tangente en ese punto de la curva disminuye considerablemente, los valores de la presión en ese punto de los 9 bar a los 11 bar, es en ese momento en que el amoníaco alcanza un estado de evaporación, esto se puede observar en la gráfica que muestra el volumen de refrigerante condensado ya que al mismo tiempo que se alcanza el punto máximo de  $P_{GE}$ , se observan las primeras gotas de refrigerante en el tanque de condensado y la temperatura de generación  $T_{GE}$  también alcanza un valor estable, la curva de  $T_{GE}$  se puede observar en color rojo. El final de la etapa de generación, es decir, cuando se ha evaporado todo el amoníaco contenido en el reactor, se puede apreciar cuando  $T_{GE}$  comienza a aumentar bruscamente al final del proceso. De esta manera, mediante la gráfica de  $P_{GE}$  y  $T_{GE}$  coinciden en el tiempo al igual que la curva tiempo-volumen la cual muestra el amoníaco acumulado durante el proceso. Así, claramente se puede observar el inicio y el fin del proceso de generación-condensación.

Como puede observarse, el tiempo que llevó cada experimento fue de alrededor de 12 horas, lo cual indica que los procesos de generación y condensación se llevaron a cabo lentamente, probablemente debido a la falta de movimiento de las sustancias y a la baja conductividad térmica del acero inoxidable, esto también es de tomarse en cuenta en el diseño del equipo como se menciona en el capítulo correspondiente a conclusiones y recomendaciones.

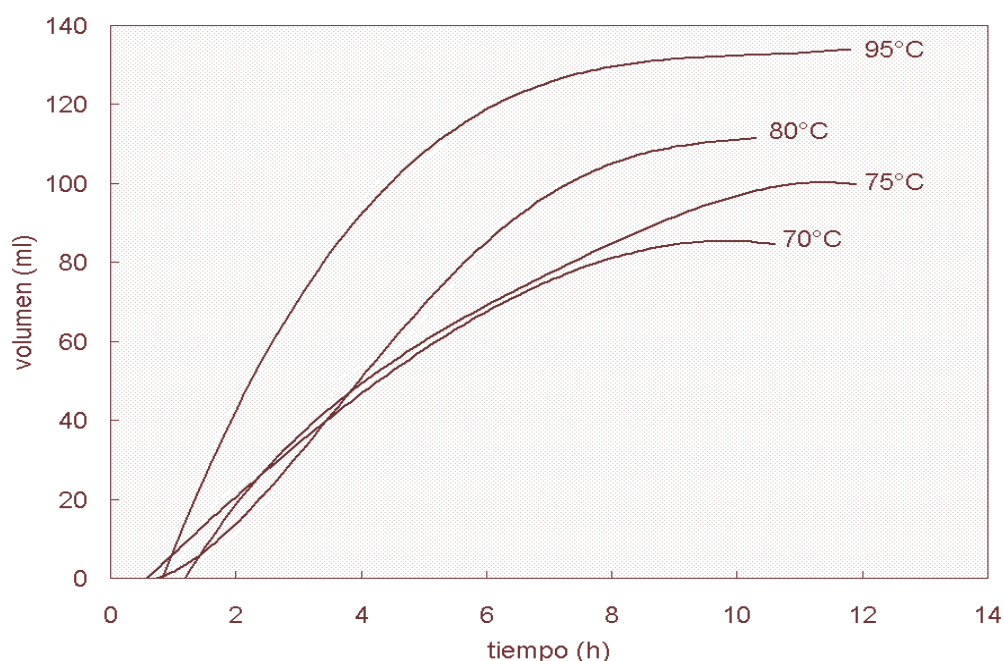


**Fig. 5.2** Procesos de generación y condensación mostrando el volumen de amoníaco obtenido para una temperatura de la fuente de 70°C y 75°C



**Fig. 5.3** Procesos de generación y condensación mostrando el volumen de amoníaco obtenido para una temperatura de la fuente de 80°C y 95°C

La figura 5.4 muestra las curvas correspondientes al volumen de refrigerante generado para las cuatro temperaturas del agua de calentamiento, se observa que cuanto mayor es la temperatura de la fuente, mayor es el volumen de amoníaco generado.



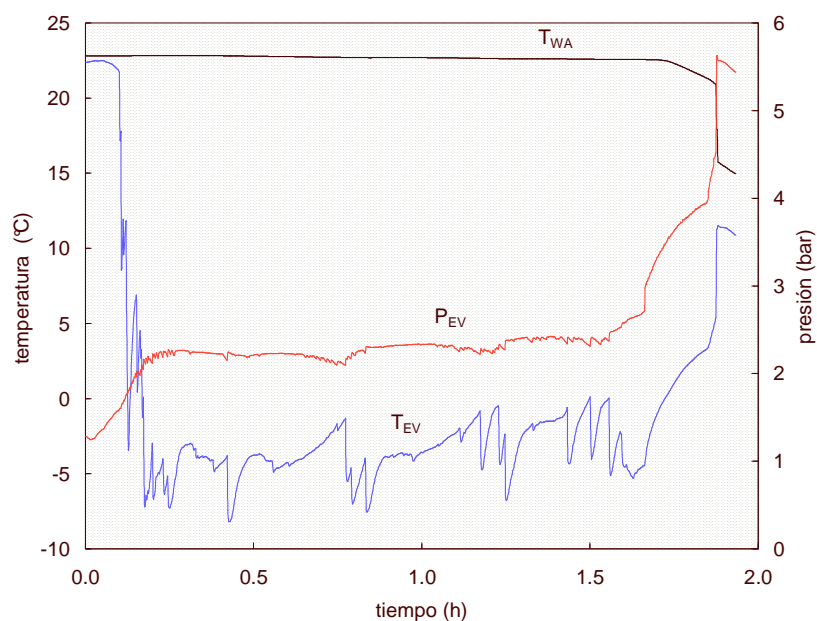
**Fig. 5.4** La gráfica muestra los volúmenes de amoníaco alcanzados durante el proceso de generación para 4 diferentes temperaturas de la fuente

En lo que respecta a los procesos de evaporación y absorción, que tienen que ver directamente con el efecto refrigerante, se llevaron a cabo una serie de pruebas experimentales cuyos resultados experimentales dependen directamente de la cantidad de amoníaco generado y de la apertura de la válvula de expansión.

En función de ésta apertura es posible controlar la caída de presión ó presión de evaporación  $P_{EV}$  a la salida de la válvula lo cual permite obtener diferentes temperaturas del refrigerante. Esto también está en función directa del flujo de refrigerante, ya que se pueden presentar dos casos principalmente: uno, con una apertura de la válvula de expansión de aproximadamente media vuelta, se pueden alcanzar temperaturas del orden de  $-5^{\circ}C$  a  $-10^{\circ}C$  en el refrigerante, lo cual corresponde a presiones de alrededor

de 1.5 bar a 2.5 bar, pero no se ve reflejado en el espacio a enfriar en el evaporador, debido a que el flujo del refrigerante es muy pequeño, en este caso, se colocaron 750 ml de agua en la cual se encontraba sumergido el evaporador y sobre la cual se detectaba el efecto refrigerante; dos, con una apertura de la válvula de expansión de una vuelta aproximadamente, la temperatura del refrigerante alcanza valores del orden de  $-5^{\circ}C$  aumentando la temperatura hasta por arriba de los  $0^{\circ}C$ , pero el flujo es mas alto con lo cual el efecto refrigerante se ve reflejado casi inmediatamente en la disminución de la temperatura del agua donde está sumergido el evaporador. En esto también influye el volumen de refrigerante acumulado durante los procesos de generación y condensación, a mayor volumen es mayor el tiempo en que se puede mantener el efecto refrigerante en el agua.

La figura 5.5 muestra las curvas correspondientes a la temperatura de evaporación  $T_{EV}$  del refrigerante, la presión  $P_{EV}$  a la salida de la válvula de expansión y la temperatura  $T_{WA}$  del agua a enfriar en el evaporador. Como se observa,  $T_{EV}$  se mantiene en el orden de  $-4^{\circ}C$  durante el tiempo del experimento al igual que  $P_{EV}$ , sin embargo, debido al bajo flujo del refrigerante, no se ve reflejado en  $T_{WA}$  ya que como se observa esta temperatura se mantiene casi constante.



**Fig. 5.5** Se muestra la temperatura y la presión de evaporación, así como la del agua que recibe el efecto refrigerante

En la figura 5.6 se muestra el caso en que la apertura de la válvula fue de una vuelta, por lo que el flujo de refrigerante es mayor y  $T_{EV}$  aumenta de  $-10^{\circ}C$  hasta  $5^{\circ}C$  en un lapso de aproximadamente 1.5 horas, así  $P_{EV}$  también aumenta de 2 bar hasta 4.5 bar, sin embargo, el efecto refrigerante en el agua se ve reflejado haciendo bajar la temperatura del agua  $T_{WA}$  de  $18^{\circ}C$  hasta  $5^{\circ}C$ , es decir, una disminución de  $13^{\circ}C$  equivalente a  $40.75$  kJ de calor absorbido por el refrigerante.

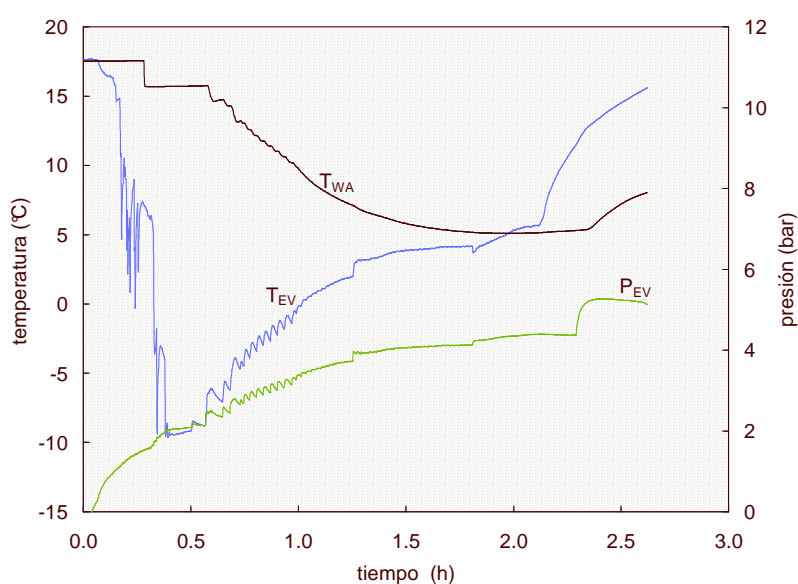


Fig. 5.6 Se muestra la temperatura y la presión de evaporación, así como la del agua que recibe el efecto refrigerante

## 5.5 Pruebas experimentales con el sistema nitrato de litio-amoniaco

Con esta solución se llevaron a cabo 60 pruebas experimentales incluyendo la parte de generación-condensación y la de evaporación-absorción. En el caso de este par de trabajo se debe tener mucho cuidado con la concentración del refrigerante ya que se tiene el peligro de que al tener una concentración de 30% o menos, la solución se puede cristalizar. Las concentraciones de amoniaco con las que se decidió trabajar fueron de 50% y 45%, en ambos casos se cuidó que la concentración de la solución después de los procesos de generación y condensación no fuera menor de 40%.

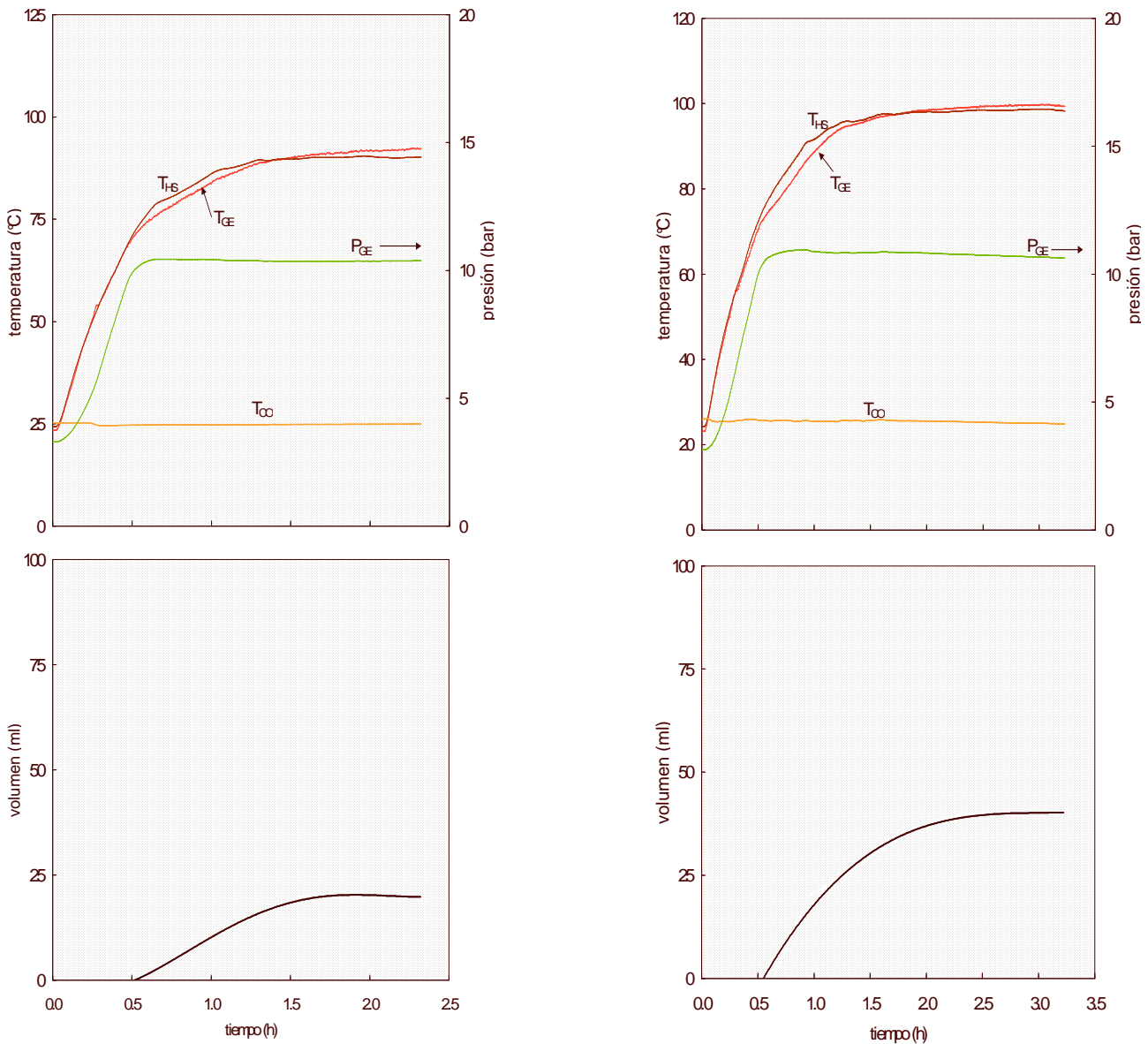
Al igual que con el par sólido-gas, se registraron las temperaturas en el centro del reactor, que corresponde a la temperatura de generación  $T_{GE}$ , asimismo en la posición correspondiente a la mitad del radio y en la pared interna del mismo. De igual manera se registró la temperatura de la fuente (resistencia eléctrica), la temperatura en el interior del recipiente de condensado, la temperatura a la salida de la válvula de expansión, a la entrada y a la salida del agua de enfriamiento del condensador y la temperatura ambiente. En lo que respecta a los registros de la presión, ésta se llevó a cabo en el interior del reactor, en el recipiente de condensado y a la salida de la válvula de expansión. Los flujos de agua de calentamiento o de enfriamiento para el reactor y para el condensador se realizaron en forma visual.

## 5.6 Análisis de los resultados obtenidos con la solución nitrato de litio-amoniaco

Los experimentos llevados a cabo con una concentración inicial de 45% se muestran en la figura 5.7 donde se observan las gráficas correspondientes a una temperatura de la fuente  $T_{HS}$  de 90°C y 95°C respectivamente. Se puede apreciar que para ambas temperaturas,  $T_{HS}$  y  $T_{GE}$  son muy similares, debido a que ésta solución posee una conductividad térmica mayor que el par cloruro de bario-amoniaco. La presión de generación  $P_{GE}$  en color verde, tiene valores aproximados de 10 bar siendo la temperatura de condensación  $T_{CO}$  de 25°C para ambos casos. Se puede observar que cuando se alcanza la presión de generación  $P_{GE}$ , la temperatura de generación  $T_{GE}$  inicia alrededor de los 75°C en ambos casos, sin embargo el volumen de refrigerante acumulado para el primer caso fue de solo 20 ml y para el segundo de 40 ml.

En la figura 5.8 de igual manera se muestran las gráficas correspondientes a los experimentos realizados con temperaturas de la fuente  $T_{HS}$  de 100°C y 105°C respectivamente observándose la misma presión de generación  $P_{GE}$  y la misma temperatura de generación  $T_{GE}$ , sin embargo, el volumen de refrigerante acumulado aumenta como se era de esperarse, para  $T_{HS} = 100°C$  el volumen de refrigerante acumulado fue de 45 ml y para una  $T_{HS} = 105°C$ , el volumen acumulado fue de 70 ml.

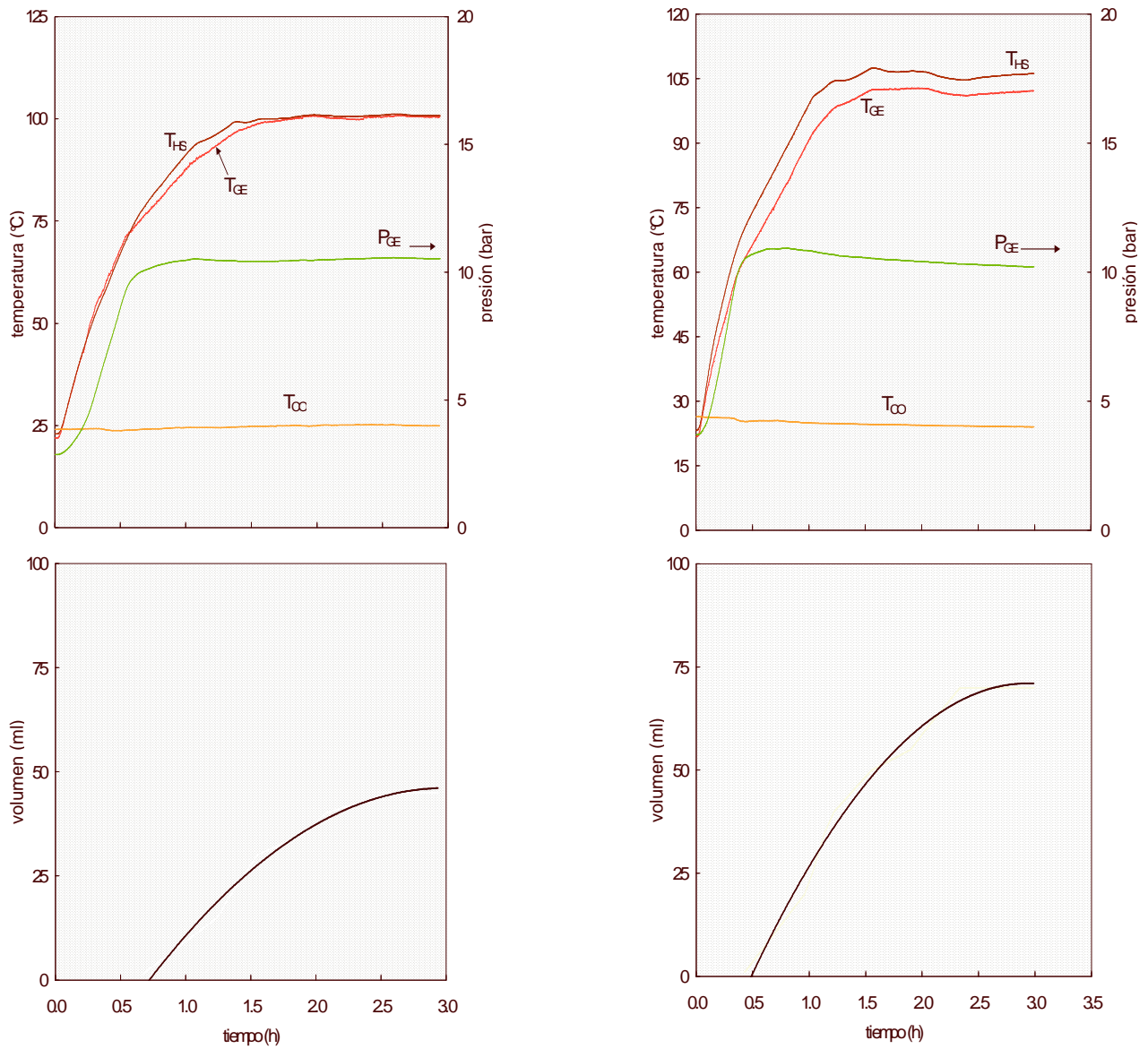




**Fig. 6.7** Procesos de generación y condensación mostrando el volumen de amoníaco obtenido para una temperatura de la fuente de 90°C y 95°C

Como se observa en las figuras 5.7 y 5.8, el volumen de refrigerante obtenido es función directa de la temperatura de la fuente. Para el diseño del equipo solar se tomó en cuenta este aspecto tal como se menciona en el capítulo 6 en donde el cálculo de la relación de concentración que permite que el CPC alcance temperaturas similares a las obtenidas en estas pruebas experimentales, fue un factor fundamental.





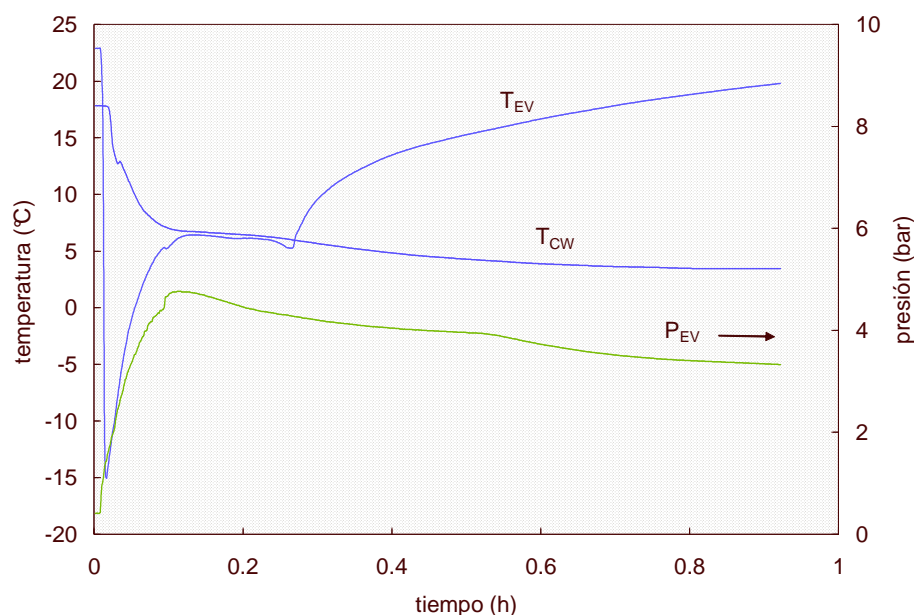
**Fig. 5.8** Procesos de generación y condensación mostrando el volumen de amoníaco obtenido para una temperatura de la fuente de 100°C y 105°C

En la parte de evaporación y absorción, con una concentración de 50% de refrigerante, la generación y la condensación se llevaron a cabo sin contratiempos, sin embargo, durante la etapa de absorción se notó cierta lentitud para que ésta se llevara a cabo, lo

que provocó que el efecto de enfriamiento no fuera como se esperaba ya que el amoníaco se quedaba atrapado en la tubería mientras iba siendo absorbido lentamente. Por tanto se optó por disminuir la concentración inicial a 45%, además las etapas de generación y condensación se detuvieron una vez que el volumen de amoníaco acumulado correspondía a una concentración de la solución en el generador de 40% con el fin de evitar que la solución se cristalizara.

Al igual que con el par cloruro de bario-amoníaco, la apertura de la válvula fue un factor de importancia para controlar la temperatura de evaporación  $T_{EV}$  y el flujo del refrigerante ya que esto permite que el efecto refrigerante se lleve a cabo adecuadamente y a la temperatura del espacio a refrigerar según diseño.

En la figura 5.9 se muestra que la temperatura de evaporación  $T_{EV}$  sufre un salto brusco de  $-15^{\circ}C$  a  $6^{\circ}C$ , se mantiene por un momento y luego da otro salto menos brusco de  $-6^{\circ}C$  hasta llegar a  $20^{\circ}C$ . Cada salto de  $T_{EV}$  representa un giro de la válvula de expansión, a su vez la presión de evaporación primero aumentó hasta 4 bar y después disminuyó lentamente hasta 3.5 bar el primer salto representa una apertura de la válvula y en el segundo, la válvula se cerró un poco ya que la presión aumentó bruscamente hasta 4 bar, lo que indica que la primera vez la válvula se abrió demasiado ya que la presión no debe exceder los 3 bar si se quieren alcanzar una temperaturas de evaporación  $T_{EV}$  entre  $-5^{\circ}C$  y  $-10^{\circ}C$ . Sin embargo y como se observa en la gráfica, la temperatura del agua a refrigerar  $T_{WA}$ , disminuye también bruscamente de  $17.5^{\circ}C$  a  $7^{\circ}C$ , en un tiempo muy corto la temperatura del agua disminuyó más de  $10^{\circ}C$  debido a que el flujo del refrigerante fue suficiente para que actuara en el agua de enfriamiento.



**Fig. 5.9** Temperatura de evaporación  $T_{EV}$ , presión de evaporación  $P_{EV}$  y temperatura del agua que se enfría en el evaporador

En la figura 5.10 se observa que a pesar de que  $T_{EV}$  desciende hasta valores de  $-15^{\circ}C$  aumentando lentamente sin sobrepasar los  $-6^{\circ}C$ , la temperatura del agua  $T_{CW}$  prácticamente no se altera durante todo el tiempo del experimento, se observan unos picos en  $T_{CW}$ , estos indican que el flujo de refrigerante durante los primeros 35 minutos del proceso fue muy bajo y aunque tuvo una tendencia a bajar, el flujo no fue lo suficiente para que se manifestara en la disminución de la temperatura del agua.

En la figura 5.11 se observa que  $T_{EV}$  tiene variaciones entre  $-7^{\circ}C$  y  $-11^{\circ}C$  durante todo el proceso,  $P_{EV}$  prácticamente se mantiene constante, sin embargo, la temperatura del agua  $T_{CW}$  se mantiene casi igual debido al pequeño flujo de refrigerante.

En la figura 5.12 se observa un salto de  $T_{EV}$  este es un indicador de que en el refrigerante se ha agotado, por tanto la temperatura aumenta bruscamente, la presión de evaporación  $P_{EV}$  se mantiene aún por un tiempo y el efecto refrigerante de igual forma se conserva durante un tiempo.

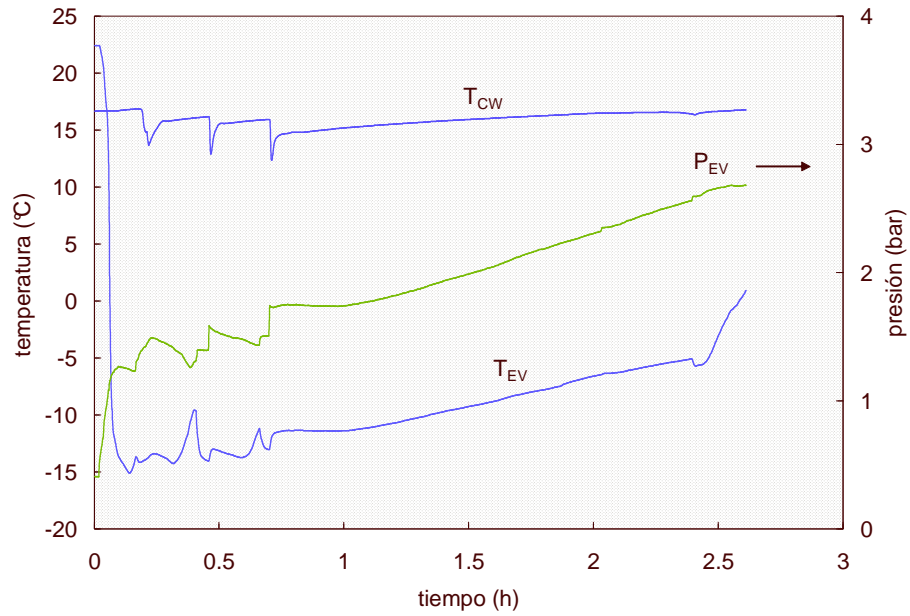


Fig. 5.10 Temperaturas de evaporación y del agua que recibe el efecto refrigerante así como la presión de evaporación

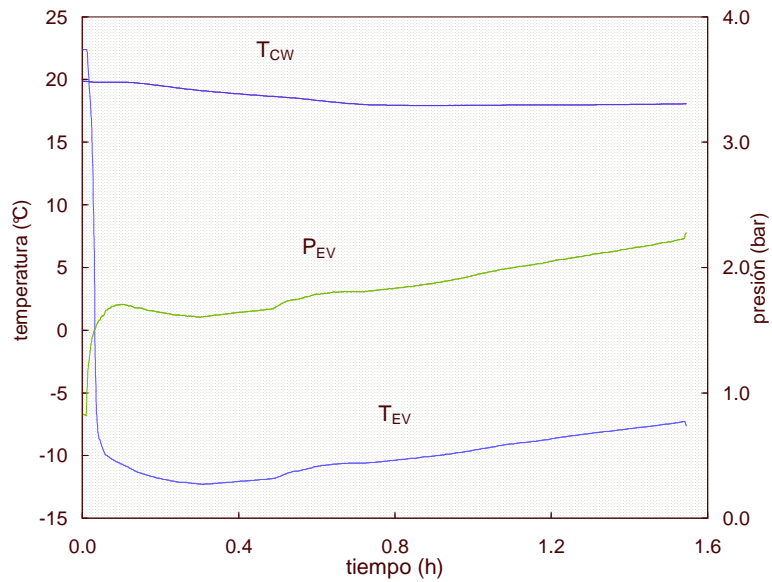
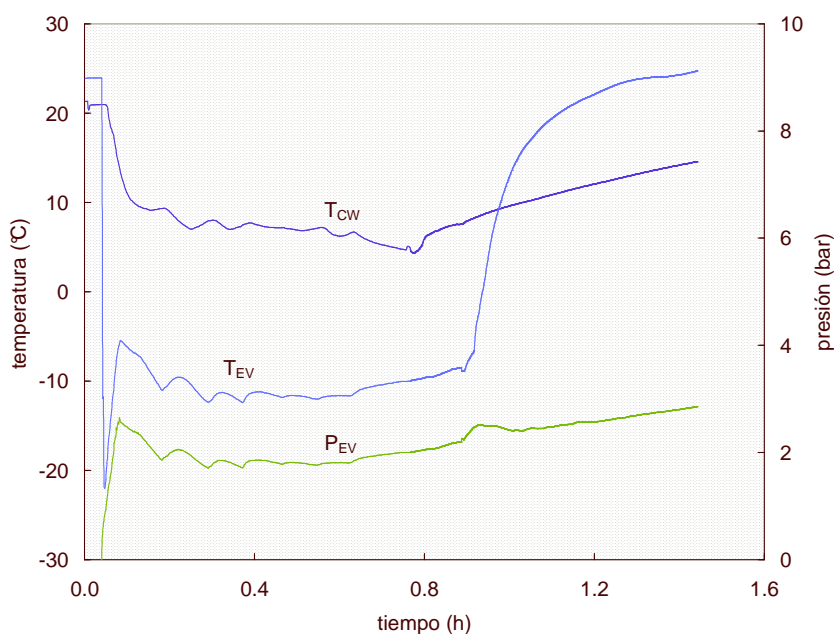


Fig. 5.11 Temperaturas de evaporación y del agua que recibe el efecto refrigerante así como la presión de evaporación



**Fig. 5.12** Temperaturas de evaporación y del agua que recibe el efecto refrigerante así como la presión de evaporación

## 5.7 Conclusiones del capítulo

El sistema termoquímico  $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$  posee ciertas ventajas en relación al  $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$  en lo que respecta al proceso de generación ya que la temperatura con la que el refrigerante se evapora es suficientemente baja (55-58°C) para pensar que la fuente de calor puede ser suministrada por un sistema de colectores solares planos. Sin embargo, el diseño del generador tiene que ser significativamente mejorado si se usa este par de trabajo ya que por tener una conductividad térmica muy baja, la transferencia de calor también lo es, haciendo más ineficiente el comportamiento del sistema.

En lo que respecta al par nitrato de litio-amoniaco, aunque la conductividad térmica es mucho mejor, ya que la diferencia de temperatura entre la fuente de calor  $T_{\text{HS}}$  y la temperatura de generación  $T_{\text{GE}}$  fue de solo 5°C (en lugar de 15°C con el par  $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ ), la temperatura de generación resultó ser de aproximadamente 90°C, mayor que

para  $BaCl_2-NH_3$ , por lo que se hace necesario el uso de concentradores solares tipo CPC para alcanzar las temperaturas requeridas.

Otra ventaja del par cloruro de bario-amoniaco es que la concentración queda establecida de antemano como se menciona en el inciso 5.1 y si se alcanza la temperatura necesaria todo el amoniaco contenido se puede generar, esto va de la mano con que el área de transferencia de calor del generador sea suficiente para no tener que elevar la temperatura a valores muy altos.

Infante-Ferreira (1984), presenta los límites de concentración para diferentes rangos de la solución  $LiNO_3-NH_3$ , desafortunadamente no se puede establecer un límite real ya que al tratar de comprobar teóricamente dichos rangos, la mayoría presenta valores incongruentes, por lo que se optó por establecer un límite del 40% que aunque parece alto, asegura que la solución no se cristalice.

El sistema  $BaCl_2-NH_3$  no presenta el problema de cristalización ya que todo el refrigerante que contiene la sal puede ser evaporado durante el proceso de generación, esto implica también que el volumen contenido en el reactor para generar una cierta cantidad de amoniaco, es menor con este par de trabajo que con nitrato de litio-amoniaco, lo que permite que las dimensiones del equipo a diseñar sean menores.

En cuanto al proceso de evaporación-absorción, el sistema nitrato de litio-amoniaco presenta una velocidad de absorción mayor para una concentración del 45% mayor que la del sistema cloruro de bario-amoniaco. Si la concentración es de 50% se dificulta la absorción y el proceso se vuelve muy lento.

## CAPÍTULO 6

# DISEÑO, PUESTA A PUNTO Y EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR

### 6.1 Introducción

El sistema de refrigeración solar es la parte medular de éste trabajo, se hace una descripción a detalle de cada uno de los aspectos que involucraron el diseño, tanto mecánico como termodinámico, la puesta a punto y la evaluación del mismo.

Se llevó a cabo el diseño del equipo desde el punto de vista mecánico, termodinámico y de transferencia de calor con la caracterización del sistema (capítulo 3), así también el diseño óptico y mecánico del CPC que incluye el generador-absorbedor, la curvatura del espejo, así como toda la estructura soportes y carro del conjunto. El montaje contempla que el sistema completo pueda ser desplazado fácilmente de un lugar a otro con relativa facilidad.

Asimismo se llevó a cabo el diseño mecánico del condensador y del evaporador, el cálculo y selección de la válvula de expansión, la selección y cálculo de la tubería, válvulas de control y conexiones, así como un diseño del ensamble de todo el sistema. Un análisis de los puntos donde se debía de instalar la instrumentación que permitiera detectar las variables del sistema se llevó a cabo, así como un estudio de los instrumentos adecuados y de mayor precisión. De cada instrumento para medir presión, temperatura y radiación solar, se hizo una calibración previa. Se elaboró y probó el programa y el equipo de adquisición de datos, se hicieron y probaron las conexiones a las tarjetas de control, se instrumentó todo el sistema y se llevaron a cabo pruebas previas de funcionamiento de todo el sistema de adquisición de datos. Una parte de gran importancia fue poner a punto el equipo de refrigeración llevando a cabo pruebas de fugas a alta presión antes de cargar la solución, alinear y darle la inclinación

adecuada al CPC y finalmente llevar a cabo la preparación y carga de la solución nitrato de litio-amoniaco. Se hace una descripción de la rutina de arranque y paro del sistema y se describen los resultados de las pruebas experimentales llevadas a cabo tanto en la etapa de generación-condensación como de evaporación-absorción.

## 6.2 Diseño mecánico del generador-absorbedor

El generador-absorbedor ha sido diseñado en base a sus condiciones termodinámicas de operación. Recordando que el sistema debe producir 8 kg de hielo, y en base a los resultados de la simulación numérica, es necesario obtener temperaturas promedio en la superficie externa del generador de 110°C lo que permitirá que el amoniaco se evapore y al entrar al condensador, pase a la fase líquida almacenándose en el tanque correspondiente hasta concluir esta parte del proceso. La mezcla de nitrato de litio-amoniaco debe tener una masa de 26.1 kg dentro del tubo ya considerando la masa de amoniaco a generar y la concentración inicial de amoniaco que es de 46%. Una vez que se lleve a cabo el proceso de generación, la concentración de la solución que queda en el generador no debe ser menor de 40% debido a posibles problemas de cristalización.

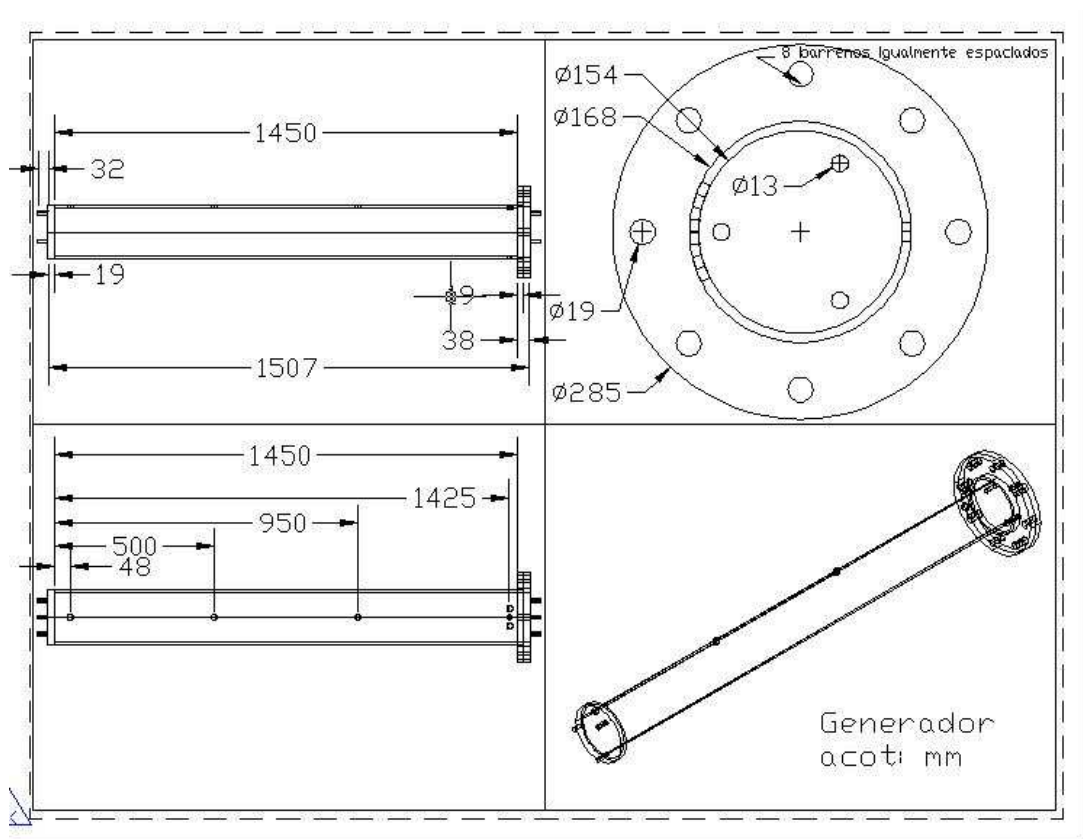
El amoniaco es un producto corrosivo que ataca al cobre, por lo que queda descartado este material para la construcción del generador-absorbedor a pesar de tener una mejor conductividad térmica que el acero al carbón el cual resiste los efectos de la solución. El rango de presiones de trabajo es de 9 a 15 bar debido a lo cual se eligió, conforme a la norma ASTM A53-72a un tubo de acero al carbón sin costura cédula 40 con una resistencia a la tracción de 3162.4 bar (45000 lb/plg<sup>2</sup>) con una longitud de 1.45 m. El diámetro nominal del tubo es de 0.1524 m (6"), el diámetro exterior es de 0.1683 m (6.625") y el espesor de 1.59 cm (0.625"). En uno de los extremos del tubo se colocó una brida que conforme a la norma ANSI B16.5-1968 es de 285 mm (11.25") de diámetro con 8 agujeros de 19 mm (3/4") de diámetro y de un espesor de 19 mm (3/4"). La tapa de la brida es ciega de un espesor de 19 mm (3/4") según la misma norma. El empaque entre la brida y la tapa es *bluegard 3300* fabricado por Garlock, material de neopreno de 1.59 mm (1/16") de espesor resistente a los efectos del amoniaco. Los



tornillos de cuerda NPT son de 12.7 mm (1/2") de diámetro y de una longitud de 44.45 mm (1.75") en acero al carbón. En el otro extremo del tubo se colocó una tapa soldada de 32 mm (1.25") de espesor.

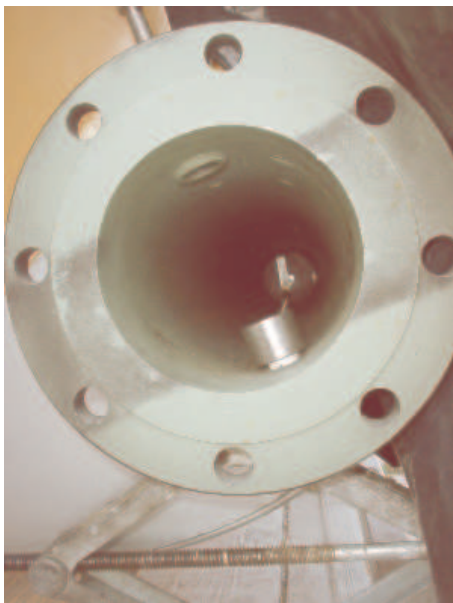
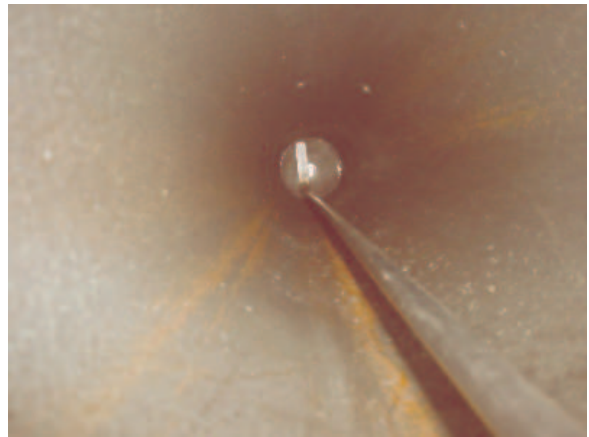
Se soldaron 8 coples de acero al carbón cuerda NPT de 9.5 mm (3/8") colocados en parejas con un ángulo de separación de 45° espaciados a lo largo del tubo para colocar igual número de termistores, 4 que permiten medir la temperatura en el interior del tubo sin tocar la solución y 4 en el interior de la solución. Para colocar el transductor que mide la presión en el interior del generador se soldó un niple de acero al carbón con cuerda NPT 6.35 mm (1/4").

La figura 6.1 muestra las dimensiones a detalle del generador-absorbedor, nótese los espacios en donde van colocados los termistores de temperatura a lo largo del tubo, se observan dos cerca de los extremos y dos más espaciados uniformemente a lo largo del tubo.



**Fig. 6.1 Dimensiones del generador-absorbedor**

Para la salida del vapor se colocó una conexión de acero inoxidable 316 de 38.1mm (1.5”) de diámetro con una reducción a tubing de 9.53 mm (3/8”). Para la entrada del vapor se soldó a la parte inferior del tubo, un cople de acero al carbón de 25.4 mm (1”) que a su vez va conectado a un codo en el interior del receptor que conduce a un tubo difusor de 12.7 mm (1/2”) en acero inoxidable 316, que a todo lo largo tiene pequeñas perforaciones de 1.59 mm (1/16”) de diámetro lo que permite que al paso del vapor de amoniaco se lleve a cabo un burbujeo dentro de la solución para su mejor absorción. La conexión del difusor se observa en la figura 6.2 y la fotografía del mismo en la 6.3.

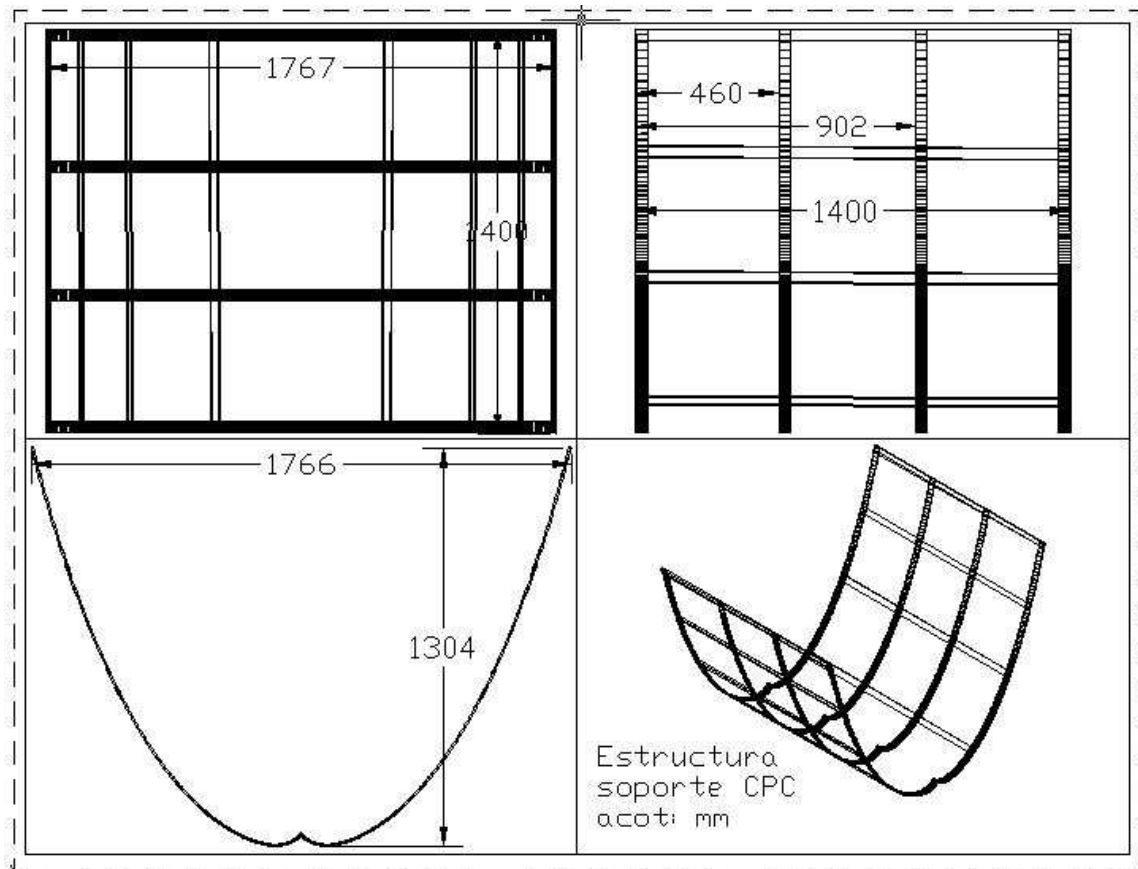
**Fig. 6.2** Brida y conexión del tubo difusor**Fig. 6.3** Tubo difusor en el interior del receptor**6.3 Diseño del CPC**

El concentrador parabólico compuesto, CPC se diseñó a partir de las condiciones de simulación en las que se calculó el calor útil requerido para que el refrigerante contenido en la solución nitrato de litio-amoniaco se evapore. Por otro lado el truncamiento se hace necesario ya que sin éste la altura del CPC sería cercana a los 5 m y en consecuencia el manejo se haría difícil además de ahorrar una buena cantidad

de material. El CPC originalmente tiene una relación de concentración  $CR=5$  y se truncó a  $CR'=3.3$  con un diámetro externo en el absorbedor de 168.3 mm (6.625"). El ancho es de 1.74 m con una altura 1.29 m; la longitud total de la curva es de 3.37 m (véase sección 3.4.1 del capítulo 3 para detalles del truncamiento del CPC).

### **6.3.1 Estructura, soportes y carro del CPC**

El CPC requiere de una estructura que lo soporte y a la vez que sea lo más ligera posible de tal forma que la curvatura de la superficie reflectora no contenga deformaciones con el fin de aprovechar al máximo la captación de energía solar. El material debe ser a la vez resistente y flexible para lo cual se utilizó solera de fierro de 25.4 mm (1") de ancho con soportes a todo lo ancho del mismo material para darle rigidez. El espejo reflector es de lámina de aluminio de 1 mm de espesor marca Alanod de fabricación nacional con una reflectancia  $\rho=0.85$  según las especificaciones del fabricante. La lámina se adhirió a la estructura con cinta marca 3M de 25.4 mm de ancho con pegamento especial por ambas caras para unir metal con metal. La figura 6.4 muestra a detalle las dimensiones de la estructura del CPC.

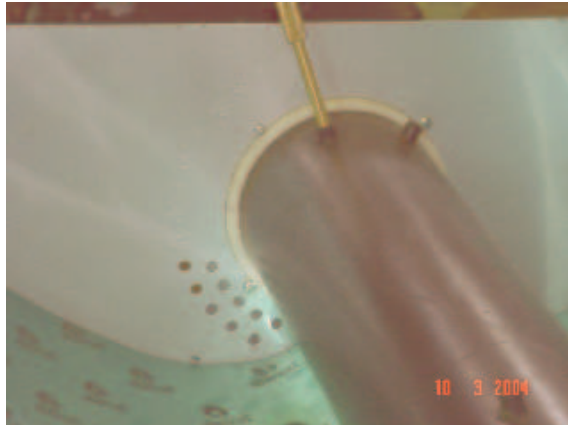


**Fig. 6.4 Estructura del CPC**

En los extremos de la estructura se soldaron placas de acero de 15.88 mm (5/8") de espesor a través de las cuales pasa el tubo absorbedor y que tienen la función de soportar la estructura del CPC sin cargar el tubo. Se colocaron arillos de plástico duro marca Nylamid, que tiene una alta resistencia mecánica, térmica, química y dieléctrica, entre las placas y el tubo con el propósito principal de evitar pérdidas térmicas a través de las placas.

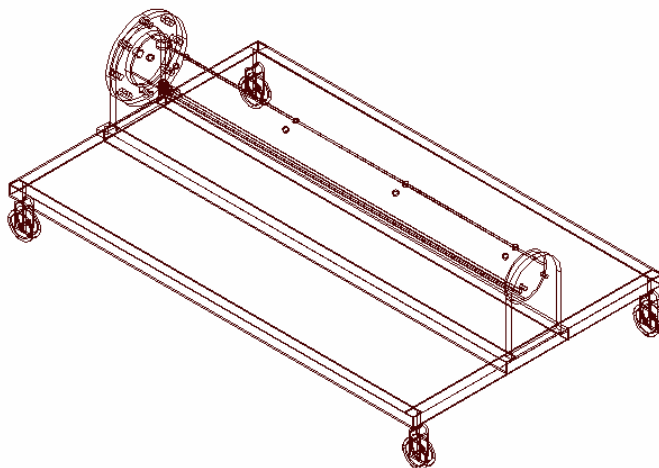
Para detener el tubo absorbedor se diseñaron soportes que van colocados sobre un carro que permite mover todo el equipo una vez que está montado, esto facilita dar una dirección correcta del CPC en relación al sol. Los soportes permiten que el tubo absorbedor se pueda remover de su lugar para mantenimiento o reparación. Los soportes van sujetos con tornillos a la estructura del carro. La estructura del carro es de tubo cuadrado de fierro de 50.8 mm (2") de lado que permite fácilmente sostener el

peso de todo el equipo, las ruedas son de material ahulado rígido de tal manera que una sola persona puede mover todo el conjunto. El CPC debe girar para orientarse debidamente lo que se logró mediante los mismos soportes de tal manera que se puede girar cada  $5^\circ$  hasta  $45^\circ$  tal como se muestra en la figura 6.5.



**Fig. 6.5** Detalle de las perforaciones para girar el CPC

La figura 6.6 muestra a detalle el conjunto del carro, los soportes y el generador y la 6.7 es una fotografía a detalle del soporte del absorbedor del lado de la brida, este soporte sostiene a todo el conjunto, pero permite que la estructura con los espejos gire libremente.



**Fig. 6.6** Vista del carro, soportes y generador-absorbedor



**Fig. 6.7** Detalle del soporte del absorbedor del lado de la brida

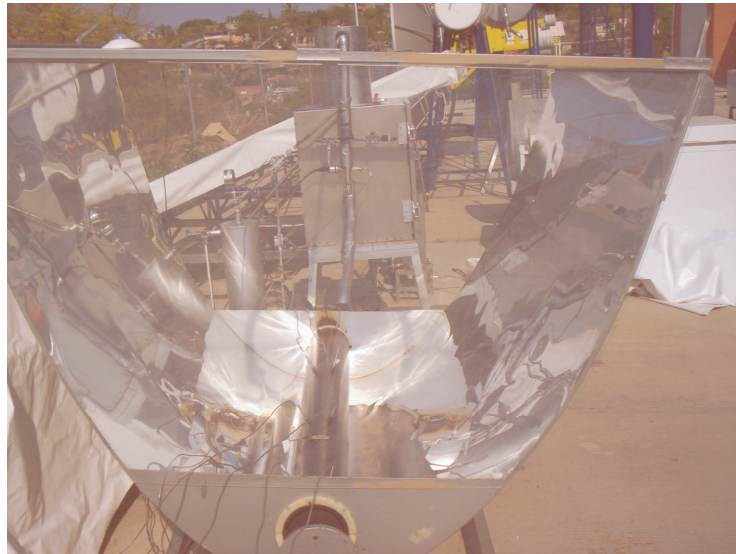
En la figura 6.8 se muestra la fotografía de la estructura del CPC con la mitad de los espejos reflectores montados, además puede observarse la brida y el soporte del absorbedor. El tubo se cubrió con pintura selectiva especial para aplicaciones solares marca *SOLKOTE HI SORB-II* hecha a base de polímero de silicón que se puede aplicar en forma de spray, tolerancia a altas temperaturas ( $537^{\circ}\text{C}$ ), excelente resistencia a los rayos ultravioleta, larga durabilidad sin perder la absorptividad, el rango de emisividad  $\epsilon$  es de 0.25 a 0.49 y la absorptividad  $\alpha$  de 0.88 a 0.94. Para su aplicación, la superficie debe ser limpiada con xileno como solvente; a pesar de que una vez aplicada seca casi instantáneamente, se recomienda dejar secando la superficie de 1 a 3 horas, la pintura viene lista para su uso sin tener que agregarle ningún solvente. Aunque se recomienda aplicar en superficies de cobre y aluminio, se aplicó en acero al carbón sin sufrir desprendimientos a menos que se talle fuertemente o se pase un trapo con solvente.



**Fig. 6.8** Pintura especial que se le aplicó al generador. También se observan los arillos de Nylamid entre la placa y el generador

A los lados del CPC se montaron dos tapas de acrílico transparente con bisagras de tal manera que puedan levantarse, las cuales tienen la función de dejar pasar la radiación solar al interior del generador y evitar corrientes de aire dentro del mismo, esto permite que el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la cubierta de vidrio y el receptor sea mucho menor que sin cubierta. Una vez que termina el proceso de generación, se levantan para que pueda circular el aire para enfriar el tubo absorbedor hasta la temperatura ambiente para el proceso de absorción que se lleva a cabo por la noche o muy temprano en la mañana antes de la salida del sol. La figura 6.9 es una fotografía donde se muestran las tapas de acrílico.





**Fig. 6.9** Tapas de acrílico a ambos lados del CPC

#### **6.4 Diseño del Condensador**

La tubería del condensador por donde circula el refrigerante se diseñó de tipo serpentín sumergido en un recipiente que contiene agua a temperatura ambiente para enfriar y condensar el refrigerante. El material del serpentín es aluminio flexible de 6.35 mm (1/4") de diámetro interno y 9.53 mm (3/8") de diámetro externo y tiene una longitud de 10 m. El serpentín va dentro de un recipiente con capacidad para 75 litros de agua también de aluminio y se soporta mediante dos conexiones de acero inoxidable, a la entrada y a la salida del refrigerante. En el extremo inferior del recipiente se colocó una válvula de desagüe. Con la longitud del tubo se garantiza el cambio de fase vapor a líquido del fluido refrigerante a la salida del condensador. El condensador se aisló térmicamente con Armaflex de 25.4 mm (1") de espesor en toda la superficie exterior para evitar que el agua de enfriamiento incremente su temperatura absorbiendo calor del medio ambiente. En la figura 6.10 se muestra el diagrama del diseño del condensador.



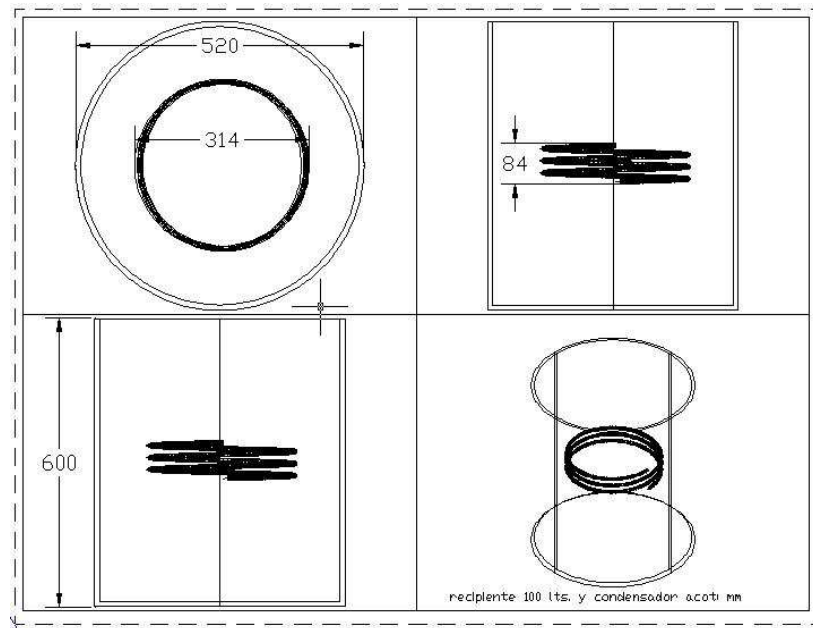


Fig. 6.10 Dimensiones del condensador

La figura 6.11 es una fotografía del interior del condensador donde se observa el serpentín y el recipiente, y la 6.12 lo muestra aislamiento térmico una vez instalado.



Fig. 6.11 Serpentín del condensador

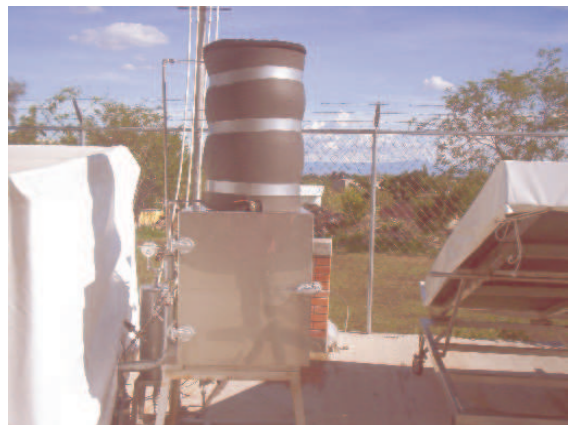


Fig. 6.12 Condensador aislado térmicamente

## 6.5 Diseño del Evaporador

El diseño del evaporador se hizo tomando como base los resultados de la simulación llevada a cabo por García Rivera (2003). Tal como se mencionó en el inciso 3.7.2 del capítulo 3, como resultado de este estudio, el tubo del evaporador debe tener una longitud de 26 m para alcanzar la capacidad de refrigeración deseada que en términos de producción de hielo, equivale a 8 kg.

Se buscó un aislante térmico que tuviera una baja conductividad térmica, que no absorbiera humedad fácilmente y que no fuera inflamable, esto último por condiciones de seguridad. El aislante marca *Armaflex* es el que cumplió con las características más adecuadas ya que es de espuma elastomérica a base de caucho sintético flexible de estructura celular cerrada y con un elevado factor de resistencia a la difusión de vapor de agua con una conductividad térmica a 0°C de máximo 0.038W/m-K que trabaja en un rango de temperaturas de -40°C a 105°C. El tubo se dobló de tal manera que el mismo sirviera como soporte de las charolas contenedoras de agua donde se produce el hielo, esto además mejora la transferencia de calor. La cámara frigorífica es de doble pared construida por dos placas de acero inoxidable ASTM 304 de 1.59 mm (1/16") de espesor entre las cuales se coloca el aislante térmico de 57 mm (2.25") de espesor. La pared interior y la exterior fueron hechas de tal manera que forman una sola pieza para darle mayor rigidez tal como muestra la figura 6.13

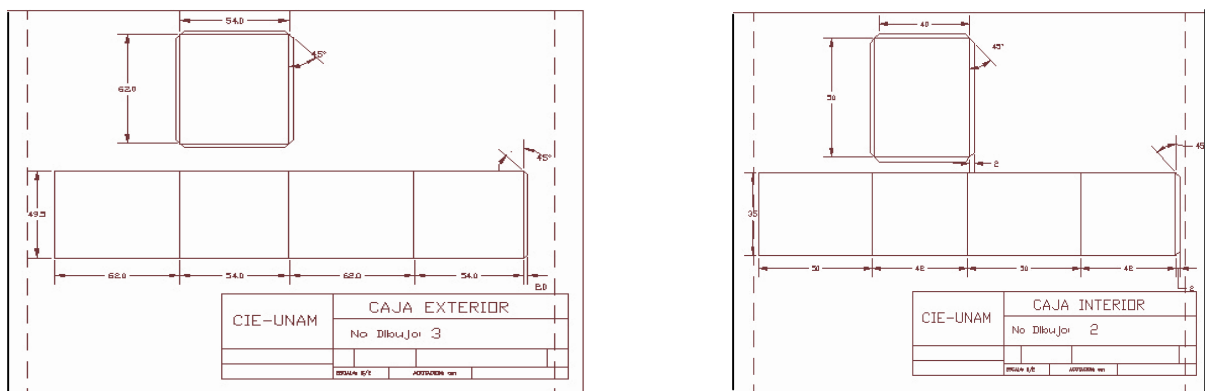


Fig. 6.13 Dimensiones del evaporador

El evaporador ya instalado se observa en la figura 6.14 y en la 6.15 el interior del mismo destacando la configuración del tubo a través del cual circula el refrigerante.



**Fig. 6.14 Evaporador instalado**



**Fig. 6.15 Tubería por donde circula el amoníaco dentro del evaporador**

## 6.6 Selección de la válvula de expansión

La válvula de expansión se selecciona siguiendo el criterio descrito en la sección 4.4.2. En la figura 6.16 se muestra una fotografía de la válvula de expansión instalada en el sistema de refrigeración solar.

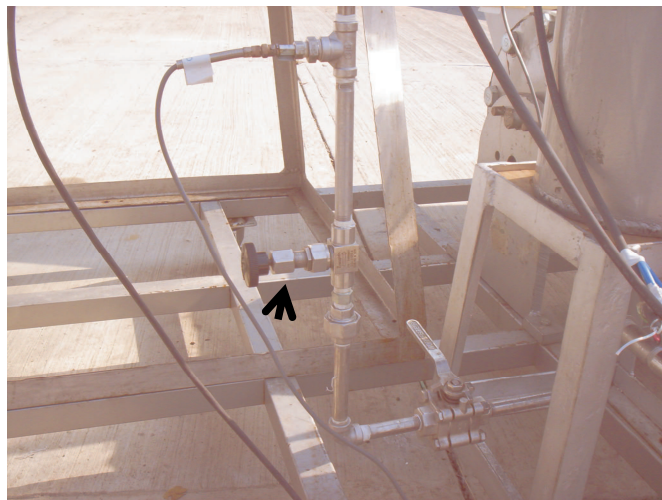


Fig. 6.16 Válvula de expansión

## 6.7 Tubería, válvulas y conexiones

La tubería que se instaló a la entrada y salida de los componentes mayores como son el generador, el condensador y el evaporador, fue tubing de acero inoxidable de 9.53 mm (3/8") de diámetro exterior con conexión marca Parker<sup>™</sup> especial para tubing. El resto de la tubería es de acero inoxidable 304 sin costura de 6.35 mm (1/4") de diámetro interior. Los conectores tales como coples, nipples, tees y cruces son de acero inoxidable 304 con cuerda NPT de 6.35 mm (1/4"). En cada conexión se aplicó cinta teflón a las cuerdas para evitar fugas.

A la entrada y salida del generador, condensador, tanque de almacenamiento, válvula de expansión y evaporador se colocaron válvulas de bola fabricadas en acero inoxidable marca Worcester<sup>mr</sup> con cuerda NPT de 6.35 mm (1/4") a una presión de prueba de 65 bar, el asiento de la válvula es una aleación de PTFE (Poly Tetra Fluoro Ethylene) y metal. Se colocaron otras dos válvulas de este tipo, una para carga de la solución entre la tubería que va del generador a la entrada del condensador y otra de alivio en un ramal de ésta misma tubería.

## **6.8 Ensamble de todo el sistema**

Teniendo todos los componentes del sistema se procedió a llevar a cabo el ensamble de la tubería y componentes. En cada conexión se utilizó cinta teflón con el fin de tratar de evitar desde un principio cualquier fuga del sistema, se tuvo cuidado de evitar cualquier tipo de movimiento brusco al apretar cada elemento, se verificó que las cuerdas de los niples, codos, tees, válvulas, etc., estuvieran en buen estado, en todo caso la cuerda se repasó con un dado de su medida. Se cuidó que la posición de cada conexión fuera la adecuada, los ensambles que requerían del uso de 2 diferentes herramientas se llevaron a cabo entre dos personas para evitar cualquier accidente o movimiento brusco. Finalmente, una vez que todo se hubo conectado, se comprobó que cada elemento estuviera perfectamente instalado. Un croquis de todo el equipo ensamblado se puede observar en la figura 6.17, en la 6.18 se observa la incidencia de rayos reflejados sobre el receptor del CPC y en la 6.19 una fotografía de todo el equipo ensamblado.



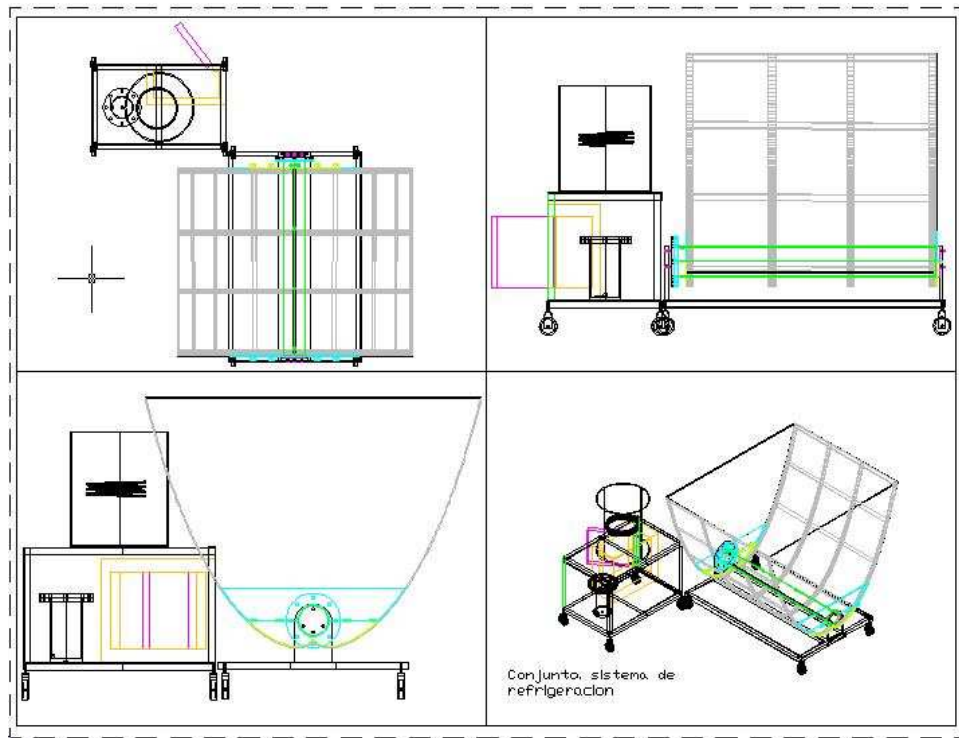


Fig. 6.17 Diagrama del montaje completo del sistema de refrigeración solar intermitente



Fig. 6.18 Detalle donde se observa la incidencia de los rayos reflejados sobre el receptor del CPC



**Fig. 6.19 Refrigerador solar intermitente totalmente ensamblado**

## **6.9 Instrumentación y control**

Se hizo un análisis de los puntos del sistema en donde debía de medirse las variables de temperatura, presión y radiación solar. En el generador-absorbedor se consideró de vital importancia medir la temperatura en diferentes puntos a lo largo del tubo en el interior del mismo. Se consideró que debía de medirse la temperatura en la solución y fuera de ella, para lo cual se instalaron termistores de alta precisión a lo largo del tubo. A la salida y entrada de todos los componentes del sistema, se instalaron instrumentos de temperatura y presión. Con esto se consideró que en lo referente a la medición de temperatura y presión, el sistema de medición fue completo.

### 6.9.1 Instrumentos para medir la temperatura

Es importante medir la temperatura en diferentes puntos del sistema, ya que nos muestra el comportamiento térmico del mismo en sus diferentes partes. Los puntos que se consideraron para medirla son:

- En el interior del generador-absorbedor.
- A la entrada y salida del condensador.
- En el agua de enfriamiento del condensador.
- En el tanque de condensado del refrigerante.
- A la salida de la válvula de expansión.
- A la entrada y salida del evaporador.
- En el interior del evaporador.

Para ello se colocaron termistores de temperatura marca *YSI*, instrumento de mayor sensibilidad al cambio de temperatura que otro tipo de sensores. Un termistor típico cambia  $1.29 \Omega/\text{grado}$  en  $25^{\circ}\text{C}$ , su capacidad de intercambio es de  $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$  a partir de  $0^{\circ}\text{C}$  para  $70^{\circ}\text{C}$  de temperatura, la resistencia más alta de los termistores permite longitudes más largas del plomo sin introducir los errores comparados a RTD. Se instalaron dos tipos de termistores, el serie 406 que tiene una longitud de 25.4 mm (1") para medir la temperatura a la entrada y salida del generador, condensador, evaporador y válvula de expansión, de ésta misma clase se instalaron 4 a distancias iguales del tubo absorbedor para conocer la temperatura interior sin tocar la solución. Otros 4 de la serie 410 con una longitud de 101.6mm (4") se instalaron de la misma forma para medir la temperatura de la solución. Para medir la temperatura de la pared externa se colocaron dos termopares adheribles, uno en la parte superior del tubo y otro en el extremo inferior.

La calibración de los termistores y termopares se llevó a cabo tal como se describe en la sección 4.2.12.1.



### 6.9.2 Instrumentos para medir la presión

Transductores de presión de la marca Cole Parmer con un rango de operación de 0 a 20.68 bar (0 a 300 psi) y salida de 4 mA a 20 mA se utilizaron para medir la presión en el sistema de refrigeración.

Los puntos en donde se consideró importante medir la presión son:

- A la entrada y salida del generador-absorbedor
- A la entrada y salida del condensador
- En el tanque de condensado
- A la salida de la válvula de expansión
- A la entrada y salida del evaporador

Se utilizaron también manómetros de presión marca Ashcroft con su carátula en  $\text{kg/cm}^2$  y en  $\text{lb/in}^2$  con un rango de 0 a 600  $\text{lb/in}^2$  con el fin tener una rápida visión del valor de la presión a la salida del generador y en el tanque de condensado.

La calibración de los transductores de presión se llevó a cabo tal como se describe en la sección 4.2.12.2.

### 6.9.3 Medida de la radiación solar

Un aspecto de vital importancia para conocer el rendimiento del equipo es la medición de la radiación solar, para lo cual se instaló un piranómetro que mide la radiación global sobre la superficie de un plano, marca Kipp & Zonen modelo CM11 que cumple con las especificaciones para estándares secundarios, la mejor de tres clases, publicadas en la Guía de Instrumentos Meteorológicos y Métodos de Observación (1983) de la Organización Meteorológica Mundial (WMO por sus siglas en inglés) y extendidas por la International Standard Organization (ISO) y publicada bajo el número ISO 9060. El instrumento tiene un tiempo de respuesta menor de 15 s, con una desviación estándar

de respuesta a  $500 \text{ W/m}^2$  de  $\pm 0.6\%$  debido a los cambios de la irradiancia dentro de un rango de  $100 \text{ W/m}^2$  a  $1000 \text{ W/m}^2$ .

#### **6.9.4 Sistema de adquisición de datos**

##### *6.9.4.1 Programa de adquisición de datos*

Se utilizó el programa HP VEE de Hewlet Packard, el cual mide 15 variables de temperatura, 5 de presión y una de radiación solar global. El mismo obtiene gráficas instantáneas de cada parámetro que se mide a la vez que muestra el valor de cada una de ellos en un “display”, todos los datos se almacenan en el mismo programa y se pueden rescatar a través de un procesador de datos como Excel.

##### *6.9.4.2 Equipo de adquisición, tarjetas de control y conexiones*

El equipo de adquisición es marca Agilent modelo 34970A con capacidad para dos tarjetas de 20 canales cada una. Una vez elaborado el programa, se procede a conectar cada instrumento a su correspondiente canal, de acuerdo a lo que se programó, se requiere cable de cobre de 2 polos con malla metálica protectora que vaya del sistema de adquisición al instrumento. Debe tenerse cuidado de conectar el positivo y negativo en sus correspondientes posiciones y no dejar cables que tengan contacto unos con otros. Una vez llevadas a cabo todas las conexiones se procede a probar el sistema de adquisición de datos, se deben verificar cada uno de los instrumentos y ver que estén detectando y graficando adecuadamente cada uno de los valores. Se observa en la figura 6.20 el sistema de adquisición y el programa HP VEE probándose antes de ser instalados en el equipo solar.

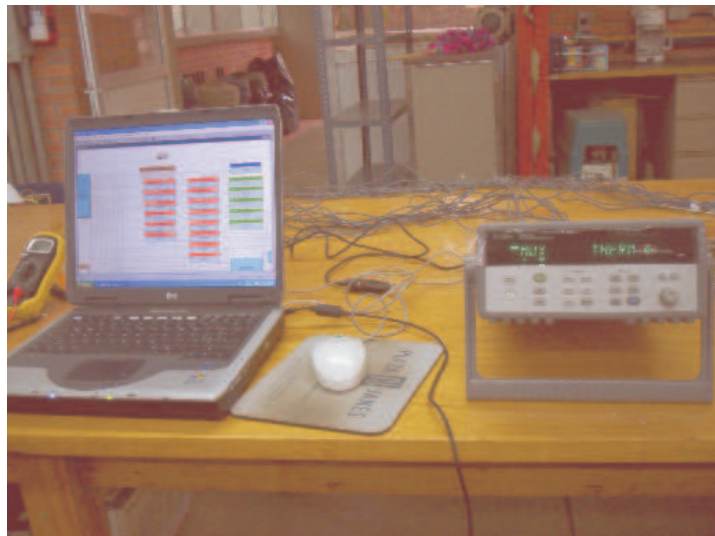


Fig. 6.20 Equipo de adquisición de datos probándose antes de ser instalado

## 6.10 Puesta a punto del sistema solar

En ésta sección se indican los pasos necesarios para poner a punto el sistema solar antes de cargarlo con la solución iniciando con la prueba de fugas y siguiendo con la alineación e inclinación del CPC.

### 6.10.1 Prueba de fugas y vacío del sistema

Es de suma importancia que al sistema, una vez armado, se le hagan pruebas de fugas. Estas pruebas se hacen tomando en cuenta la presión de trabajo, considerando un rango de seguridad del 30 al 50% mayor a las condiciones de trabajo, lo cual se hace con el fin de verificar que una vez hecha la carga de refrigerante-absorbente no se tengan problemas de ésta naturaleza ya que cargado es más difícil corregir estos detalles. Las pruebas de fugas se llevan a cabo inyectando nitrógeno al sistema, como la presión de trabajo se estableció en un rango de 12 a 15 bar, el sistema se probó hasta 22 bar. Una vez a ésta presión, se aplica indicador universal de fugas en cada una de las uniones de todo el sistema, en caso de detectarse alguna fuga, se despresuriza, abriendo lentamente la válvula de alivio y asegurándose que la presión

está en cero. Se corrige el problema, según se trate de una fuga por el lado de la cuerda en alguna conexión, se da un torque adicional o se desconecta, se revisa el estado de la conexión y se aplica nuevamente teflón si ésta se aprecia en buen estado, o se sustituye si se aprecia defectuosa. Si la fuga es por una de las válvulas, por ejemplo en el cabezal, se puede ajustar la tuerca que aprieta el cabezal o si se tienen dudas del estado de la válvula, se sustituye por otra. Una vez que se corrigió la fuga, se vuelve a llevar a cabo el mismo procedimiento hasta no detectar ninguna fuga; entonces todo el sistema se deja presurizado con nitrógeno durante 12 horas para asegurar que no se presentarán fugas posteriores. Una vez que se llevó a cabo la prueba de fugas, el sistema se desfoga de nitrógeno y se le hace vacío con el fin de sacar todo el aire y la humedad que pudiera contener para que el ciclo termodinámico de trabajo se lleve a cabo conforme a lo previsto.

Posteriormente se hace otra prueba de fugas de refrigerante cuando el sistema ya está cargado lo cual se explica en la sección 6.5.4.

### **6.10.2 Orientación e inclinación del CPC**

La ventaja de un CPC es que puede funcionar sin seguimiento continuo y alcanzar una buena concentración, sin embargo, debe ser adecuadamente orientado para maximizar la radiación absorbida. El CPC debe estar alineado de este a oeste con relación a la posición del sol (no a la de la tierra) con el fin de que los rayos solares incidan sobre el absorbedor desde las primeras horas de la mañana lo que contribuirá a una ganancia térmica del sistema para que el proceso de generación se lleve a cabo. La alineación del CPC se puede observar en la figura 6.21.

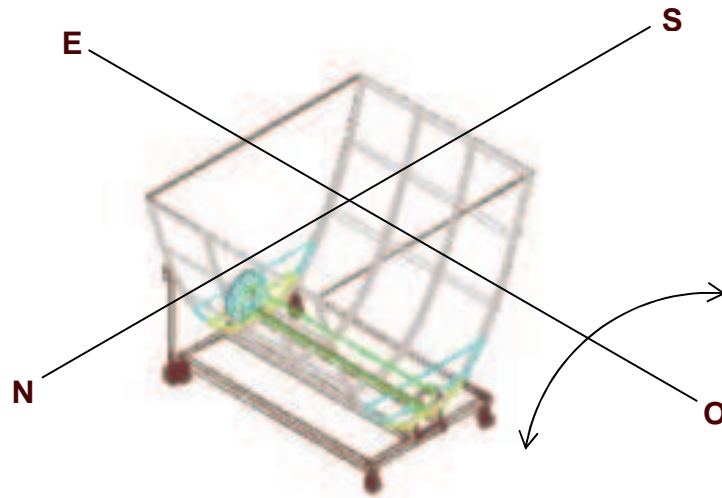


Fig. 6.21 Orientación del CPC

A lo largo del año, el concentrador también se va a orientar tres veces con relación a la posición del sol con un ángulo determinado según se ve líneas adelante, esto es con el fin de captar la mayor parte de energía radiante según la declinación solar.

Se parte de que el sol tiene una declinación  $\delta$  entre  $23.45^\circ$  y  $-23.45^\circ$  a lo largo del año, además la latitud  $\phi$  en Temixco, Morelos es de  $19.2^\circ$ . En el solsticio de verano (21-22 de junio) y en el solsticio de invierno (21-22 de diciembre), la tierra tiene los valores máximo y mínimo de declinación, en el equinoccio de primavera (21-22 de marzo) y equinoccio de otoño (21-22 de septiembre), la declinación es cero, véase la figura 6.22 donde se aprecian los valores de la declinación para todo el año. En los equinoccios de primavera y otoño, el sol se aprecia, desde el punto de vista de un observador en Temixco, con una declinación de  $19.2^\circ$ , mientras que en el solsticio de verano es de  $-4.3^\circ$  y en el solsticio de invierno de  $42.7^\circ$ ; estos valores son la diferencia entre la latitud  $\phi$  y la declinación  $\delta$ , es decir,  $\phi - \delta$ . Esto indica que a lo largo del año, el sol, en Temixco, tiene una declinación que va de  $-4.3^\circ$  a  $42.7^\circ$ . Además,  $\phi - \delta$  tiene un valor de cero el 18 de mayo y el 26 de julio, entre estas fechas el sol declina negativamente con respecto a un observador en Temixco, esto se puede apreciar en la gráfica de la figura 6.23, por tanto es conveniente aprovechar este “regreso” del sol para decidir como primera fecha de orientación el 18 de mayo.

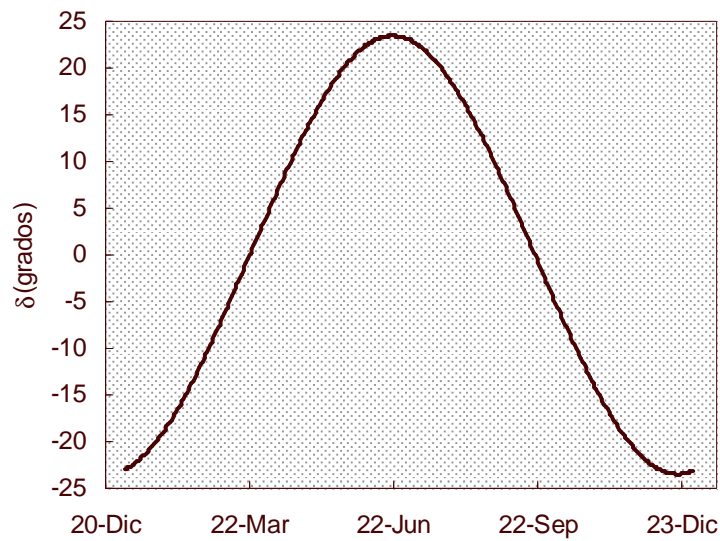


Fig. 6.22 Declinación a lo largo del año en Temixco, Morelos

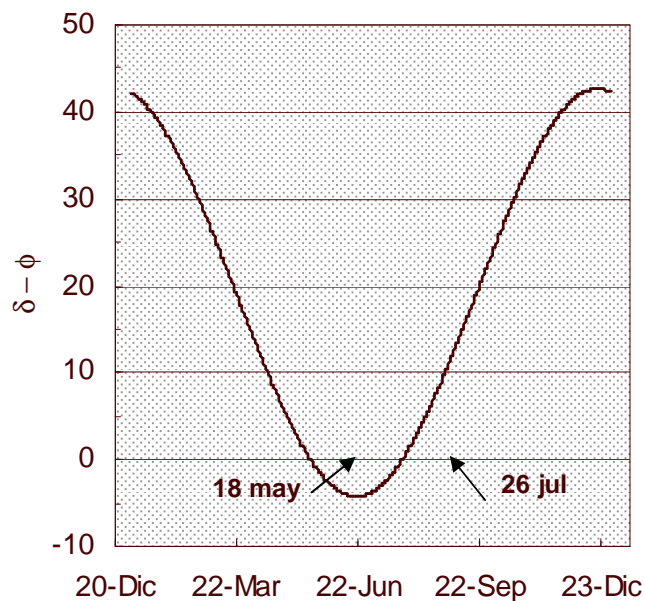


Fig. 6.23 Valores de  $\phi - \delta$  en un año en Temixco, Morelos

La literatura recomienda de 3 a 4 orientaciones durante el año (Kreith y Kreider, 1978) para concentradores que tengan un ángulo de aceptación de  $14.48^\circ$ . Para que exista una diferencia en grados igual entre las 3 posiciones con el fin de que la energía captada sea similar entre periodo y periodo, las fechas ideales de inclinación

equivaldrían a las marcadas en la tabla 6.1 con la inclinación equivalente a  $\phi - \delta$ . Como el CPC fue diseñado para ser orientado cada  $5^\circ$ , existe una pequeña diferencia en grados, no mayor de  $1.26^\circ$  con respecto a la fecha ideal en que se debe orientar y la real tal como se puede observar en misma tabla.

**Tabla 6.1 Fechas y ángulos ideales y reales en que el CPC se debe inclinar**

fecha ideal	$\delta - \phi$	fecha real	inclinación del CPC
17-Mar	21.26	20-Mar	20
18-May	-0.06	18-May	0
26-Sep	21.26	23-Sep	20

Si se desea una mayor captación de la radiación solar, el CPC está diseñado para girarse cuantas veces se considere necesario ya que la operación es muy sencilla, basta con extraer el perno con la mano, o golpearlo suavemente, girarlo y volver a colocar el perno; ésta operación no lleva más de 1 minuto.

### 6.10.3 Prueba de operación del sistema sin carga

Una vez que al sistema se le hicieron las pruebas de fugas y la extracción de aire, así como su posicionamiento e inclinación con respecto al sol, se lleva a cabo una prueba de simulación de operación sin carga, instalando el sistema de adquisición de datos, el ordenador con el programa instalado, el piranómetro, el convertidor de voltaje, el regulador de corriente con respaldo de energía, esto con el fin de comprobar su correcta operación y corregir todos los detalles que se llegasen a presentar como falsos contactos, lecturas falsas en alguna de las conexiones de las tarjetas, etc. En cuanto se comprueba que todo funciona correctamente, el equipo está listo para cargarse.

### 6.11 Carga del sistema

Para cargar el sistema se requiere preparar la solución en un tanque auxiliar para que una vez que se tiene lista se inyecte directamente al generador-absorbedor. El tanque auxiliar cuenta con un manómetro, un medidor de nivel, una conexión para manguera, una válvula de control y una válvula de alivio. La manguera es de teflón con revestimiento tipo malla que soporta presiones de hasta 34.5 bar (500 PSI). El tanque debe ser lavado en su interior para asegurar que no contenga elementos extraños que puedan alterar el comportamiento de la solución. Después será secado con aire y un poco de nitrógeno para evitar cualquier exceso de humedad y finalmente se le hace una prueba de fugas. La figura 6.24 muestra el tanque y la 6.25 la prueba de fugas con nitrógeno.



Fig. 6.24 Tanque auxiliar de carga



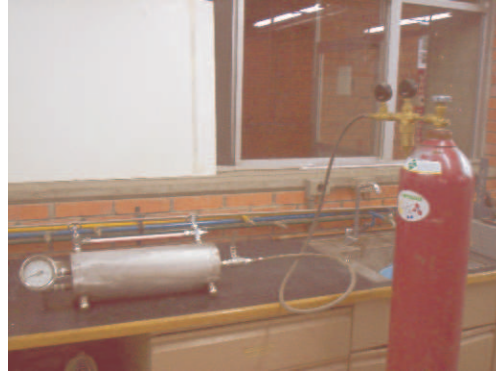


Fig. 6.25 Prueba de fugas al tanque auxiliar de carga de la solución

### 6.11.1 Proceso de deshidratación del nitrato de litio

Se utilizó un analizador de humedad electrónico marca Sartorius modelo MA45 para determinar el porcentaje de humedad que contiene el nitrato de litio. Se tomó una muestra de 5 g de la sal y se colocó en el aparato según el procedimiento indicado en el manual a 130°C de temperatura durante 24 segundos, tiempo recomendado por el fabricante, habiéndose determinado que la humedad fue de 8%. Con este dato se tuvo una idea clara de cuanta humedad se debe extraer al deshidratar la sal. El analizador de humedad se muestra en la figura 6.26 donde se aprecia la muestra de sal y el aparato abierto después de haber efectuado la prueba de humedad.



Fig. 6.26 Análisis de humedad del nitrato de litio

### 6.11.2 Preparación de la solución

El nitrato de litio viene en un tanque de 50 kg protegido por dos bolsas de plástico amarradas que evitan en lo posible que la sal se humedezca demasiado, además cuenta con una tapa que sella con un arillo metálico. Los pasos para preparar la solución se detallan a continuación:

1. El primer paso es extraer del tanque la sal en un recipiente en el que se puedan deshacer con un mortero y manualmente los pequeños bloques de sal hasta que se encuentre en forma de polvo.
2. Se procede a pesar la sal en una balanza de precisión, se anota el peso con su tara y se somete al proceso de secado en la mufla durante al menos 3 horas a una temperatura de  $130^{\circ}\text{C}$ . Durante el proceso de secado, la sal se endurece un poco por lo cual es necesario deshacer los grumos con el mortero, al sacarla y llevar a cabo este procedimiento adquiere un poco de humedad del medio ambiente por lo que se recomienda que este proceso se lleve a cabo en un laboratorio de poca área y a puertas cerradas para evitar la ganancia de humedad. Una vez deshechos los grumos se coloca una media hora más en la

mufla y después de esto se vuelve a pesar, anotando este valor para determinar el porcentaje de humedad extraído durante el proceso de secado.

3. Previamente se prepara el tanque auxiliar con un embudo en una de las conexiones y la sal se vacía lo más rápido posible, pero con el mayor cuidado, dentro del recipiente, una vez concluido este paso, inmediatamente se coloca un tapón al orificio de la conexión.
4. El tanque sellado completamente se procede a cargar de amoniaco a la concentración X previamente calculada según la masa de nitrato de litio que se colocó en su interior, para lo cual se conecta el tanque auxiliar al tanque de suministro de amoniaco que se encuentra en forma horizontal. Hay que recordar que el amoniaco subsiste dentro del tanque en dos fases, líquido en la parte inferior y gas en la superior. Se requiere de amoniaco líquido, por lo cual la conexión del tanque auxiliar con el principal es por la parte de abajo. Previamente se debe extraer el aire contenido en la manguera utilizando la válvula de alivio del tanque principal de amoniaco. El amoniaco puede ser medido por masa ó por volumen, si es por masa, se requiere una balanza para pesar el tanque que ya contiene el nitrato de litio, se hace un cálculo de la concentración utilizando la relación:

$$X_{NH_3} = \frac{m_{NH_3}}{m_{NH_3} + m_{LiNO_3}}$$

Si es por volumen, se calcula la densidad de la solución con la fórmula obtenida por Infante Ferreira (1984) y que viene dada por:

$$\rho = 1409.653\sqrt{X} + 2046.222 - 1.3463T - 0.0039T^2$$

donde X es la concentración del refrigerante y T la temperatura de la solución (°C). Conocida la masa del amoniaco, se puede calcular el volumen de la solución el cual se puede visualizar por medio del medidor de nivel previamente calibrado en el tanque auxiliar.

Una vez hecha la carga de amoníaco, el tanque se debe agitar para asegurar que la solución sea homogénea y que no queden partículas de sal.

### **6.11.3 Carga de la solución**

Una vez que se tiene preparada la solución en el tanque auxiliar se procede a conectar éste al sistema solar. En la tubería que va del generador-absorbedor al condensador se instaló una válvula y una conexión tipo campana en donde se conecta la manguera del tanque auxiliar, éste debe estar a una mayor presión que el generador para que la solución pase al reactor sin problemas. El tanque se coloca en la parte superior del evaporador como se muestra en la figura 6.27. Asegurada la conexión se abre la válvula y la solución pasa al generador en un periodo de 2 a 3 minutos comprobando por medio del indicador de nivel que toda la solución ha sido vaciada al reactor. Es muy posible que el tanque después de haber llevado a cabo la carga, mantenga una cierta presión, por lo cual se debe tener cuidado de abrir la válvula de alivio con una manguera conectada a un recipiente de agua para evitar cualquier emisión de gas al medio ambiente.



**Fig. 6.27 Carga de la solución al sistema solar**

### **6.12 Operación, arranque y paro del sistema solar**

El equipo solar opera de la siguiente manera. Durante los procesos de generación y condensación, el tubo receptor del CPC que hace las veces de generador, se calienta hasta que el amoníaco comienza a evaporarse, esto sucede cuando la temperatura de generación es de alrededor de 75°C y la presión a la salida del generador marca unos 12 bar. El vapor de amoníaco pasa a través de la tubería al condensador donde al circular a través de éste, el refrigerante pasa a la fase líquida almacenándose en el tanque de condensado. La temperatura de generación continúa aumentando hasta 100°C o un poco más (dependiendo de las condiciones de nubosidad y radiación solar), a esta temperatura, la presión aumenta hasta 13 bar. Mientras se mantienen estas condiciones de presión y temperatura el amoníaco se sigue almacenando en el tanque. Una vez que se observa que se deja de generar amoníaco y que la temperatura comienza a bajar debido a que la radiación solar ha disminuido, se deben cerrar las válvulas a la entrada y salida del condensador ya que si no se lleva a cabo esta operación, al enfriarse el generador, disminuye su presión y el amoníaco se regresaría por el condensador.

Una vez que se tiene almacenado el amoníaco en el tanque de condensado, se debe dejar enfriar el generador hasta que alcance la temperatura ambiente, por tanto la presión dentro del mismo disminuye hasta alcanzar casi 1 bar si la temperatura ambiente es de 16 a 20°C. En ese momento se puede comenzar la etapa de evaporación –absorción. Primero se abre la válvula a la salida del evaporador. A continuación se abrirá muy poco (1/8 de vuelta) la válvula de expansión, se debe observar la temperatura y la presión del refrigerante a la salida de la válvula, también se debe cuidar la temperatura a la salida del evaporador. La presión de trabajo a la salida de la válvula de expansión no debe exceder los 2 bar, bajo estas condiciones, la temperatura del refrigerante debe estar entre -20°C y -10°C. Si el flujo de refrigerante es muy bajo, no se refleja la temperatura dentro de la cámara frigorífica y si es muy rápido, la temperatura a la salida del evaporador es menor de 0°C y la tubería se congela por la parte externa. Por tanto se debe cuidar la apertura de la válvula de tal

forma que no suceda ni una cosa ni otra, es decir, que la temperatura se refleje en el interior del evaporador y que no se congele la tubería. También se debe observar el tubo de nivel del tanque de condensado para ver con qué rapidez disminuye el nivel. Una vez que el amoníaco se ha agotado se pueden dejar abiertas las válvulas a la entrada y a la salida por una hora más para asegurar que todo el amoníaco pase al absorbedor ya que no es conveniente que quede refrigerante atrapado porque la presión puede aumentar durante el proceso de generación, pero debe asegurarse que queden cerradas antes de que el sol comience a calentar de nuevo. Al concluir se está en condiciones de volver a iniciar una nueva prueba de generación-condensación.

A continuación se describe a detalle cada paso de la rutina de paro y arranque del sistema.

1. Con las válvulas cerradas a la entrada y a la salida del evaporador, y abiertas a la entrada y salida del condensador, se coloca el CPC con la orientación e inclinación adecuadas según la fecha, cuidando de que no exista ningún objeto que obstaculice el paso de la radiación solar al concentrador.
2. Como el equipo se encuentra a la intemperie, cada vez que se hace una prueba experimental, se hace necesaria una revisión de las conexiones que se llevan cabo al montar el equipo tales como las tarjetas de sistema de adquisición de datos, el regulador de voltaje y las conexiones que van al ordenador.
3. Al exponer al sol el concentrador, la temperatura del generador comienza a aumentar de manera rápida, por tanto, al destapar el CPC, se deben tener listas todas las conexiones y abiertas las válvulas a la entrada y salida del condensador, así como lleno de agua a temperatura ambiente el recipiente del condensador para asegurar que el vapor de amoníaco se condense.
4. Cuando la temperatura de la solución se encuentre a unos 70°C, se debe cuidar el momento en que se comience a ver amoníaco líquido en el tanque a través del tubo de nivel, a partir de ese momento se deben tomar lecturas cada 10 ó 15 minutos (depende de la precisión que se quiera tener) del nivel de refrigerante que se va acumulando. Esto se hace hasta el final de la prueba experimental. Con ello se puede saber el tiempo que tarda en acumularse el amoníaco.

5. Al terminar la prueba se deben cerrar las válvulas a la entrada y salida del condensador, si se desea, se puede dejar abierta la que está a la entrada para cuando se enfríe el generador se regrese el vapor que se pudo haber quedado en la tubería sin condensarse, más no así la válvula que está a la salida, ésta debe cerrarse en cuanto termina el proceso de generación.
6. Guardar los datos recabados en la computadora y cerrar el programa. Apagar el sistema de adquisición y el regulador.
7. Dejar enfriar el generador hasta que esté a temperatura ambiente, esto sucede por la noche. Se recomienda iniciar la prueba de evaporación y absorción durante la noche y mejor aun durante las horas de la madrugada (3 ó 4 a.m.) ya que las condiciones climáticas a éstas horas favorecen el proceso.
8. Abrir la válvula a la salida del evaporador y asegurarse que estén cerradas las de entrada y salida del condensador.
9. Verificar las condiciones de presión y temperatura en el absorbedor, la presión no debe pasar de 1.2 bar y la temperatura debe ser la ambiente. Colocar el volumen de agua que se desea enfriar dentro de la cámara frigorífica.
10. Abrir aproximadamente 1/8 de vuelta la válvula de expansión y verificar las condiciones de presión y temperatura a la salida de la válvula y de temperatura a la salida del evaporador. Conforme se requiera, abrir o cerrar la válvula lentamente hasta que el flujo del refrigerante sea el adecuado según las condiciones de presión y temperatura.
11. Al terminar, asegurarse de cerrar las válvulas a la entrada y salida del evaporador. Guardar los datos recabados en el programa y desconectar con cuidado las tarjetas del sistema de adquisición, los cables, el regulador y la computadora.

### **6.13 Evaluación experimental del sistema solar**

Se llevaron a cabo 40 pruebas experimentales de las cuales 30 fueron de la etapa generación-condensación y 10 de evaporación-absorción. De todas ellas, 20 fallaron debido a varios aspectos, por ejemplo, fugas inesperadas en el sistema cuando los

procesos de generación y condensación se estaban llevando a cabo, teniendo que detener la prueba y regresar el refrigerante al absorbedor para reparar la falla. En otras ocasiones se presentaba nubosidad a media mañana por lo cual no se producía el proceso de generación. Es debido a esto la diferencia entre los números de pruebas entre una etapa y otra. En 9 de los 10 experimentos llevados a cabo en la etapa de evaporación-absorción, se produjo frío dentro de la cámara frigorífica, no en todos se alcanzaron las temperaturas deseadas esto fue en relación directa al volumen de amoniaco almacenado en el tanque de condensado. Se presentan los resultados de las pruebas que se consideran mas representativas, incluyendo los casos en los que el experimento no resultó como se esperaba.

El sistema fue calculado para que el receptor tenga una capacidad de 26.1 kg de solución al 75% de su capacidad dejando el 25% restante para permitir un espacio suficiente para el vapor que se genere durante el proceso de calentamiento. En una primera etapa, el sistema se cargó a 2/3 de la solución inicialmente programada, es decir 17.4 kg con el fin de hacer algunas pruebas experimentales para conocer el comportamiento del sistema.

### **6.13.1 Resultados de los procesos de generación y condensación**

En lo referente a los procesos de generación-condensación, y con el sistema a 2/3 de su capacidad de carga, las primeras pruebas experimentales se llevaron a cabo utilizando un condensador que tiene un tubo helicoidal de 3 m de longitud, que se encuentra dentro de un tanque de 20 litros de volumen de agua. La capacidad del intercambiador de calor para condensar el amoniaco obtenido en el proceso de generación fue insuficiente, ya que hubo la necesidad de bajar la temperatura del agua de enfriamiento hasta 14°C para que se pudiera efectuar la condensación del refrigerante. En la figura 6.28 se puede apreciar la gráfica de una corrida experimental utilizando este condensador,  $T_{GE}$  es la temperatura de generación que corresponde a la de la solución en el interior del receptor,  $P_{GE}$  es la presión de generación y es la que se mide en el interior del reactor, la temperatura de condensación  $T_{CO}$  es la del refrigerante



que se mide a la salida del condensador antes de entrar al tanque de condensado. También se midió la temperatura del agua del condensador  $T_{AGUA COND}$  la cual se hizo circular a razón de 1 kg/min y se monitoreó la temperatura de entrada del amoniaco al condensador  $T_{ENT CO}$ . En éste experimento se lograron almacenar 500 ml de amoniaco en el tanque de condensado.

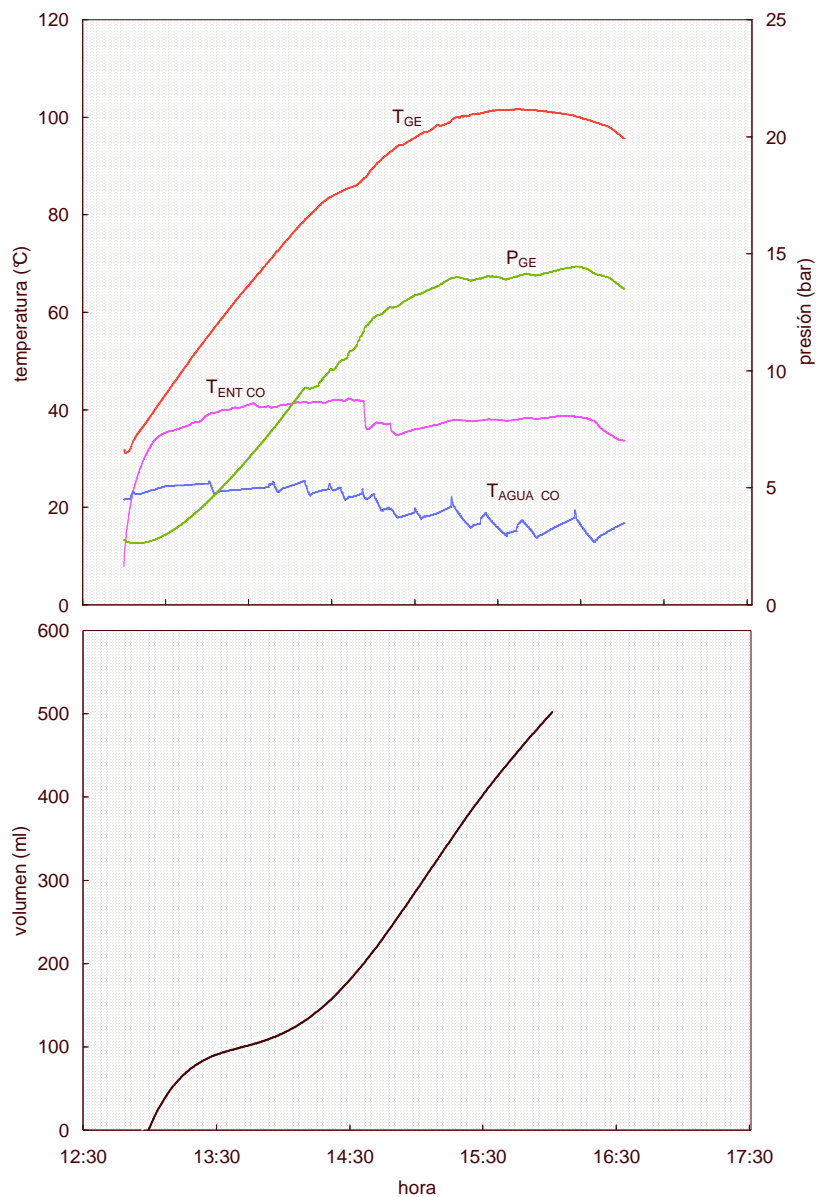


Fig. 6.28 Procesos de generación y condensación donde se obtuvieron 500 ml de refrigerante

La figura 6.29 muestra el valor de la radiación solar  $I_G$  y las temperaturas alcanzadas en el interior del generador  $T_{INT GEN}$  sin tocar la solución y la de la solución  $T_{GE}$ . El día estuvo sin nubosidades y llegó a alcanzar una radiación cercana a los  $1000 \text{ W/m}^2$ .

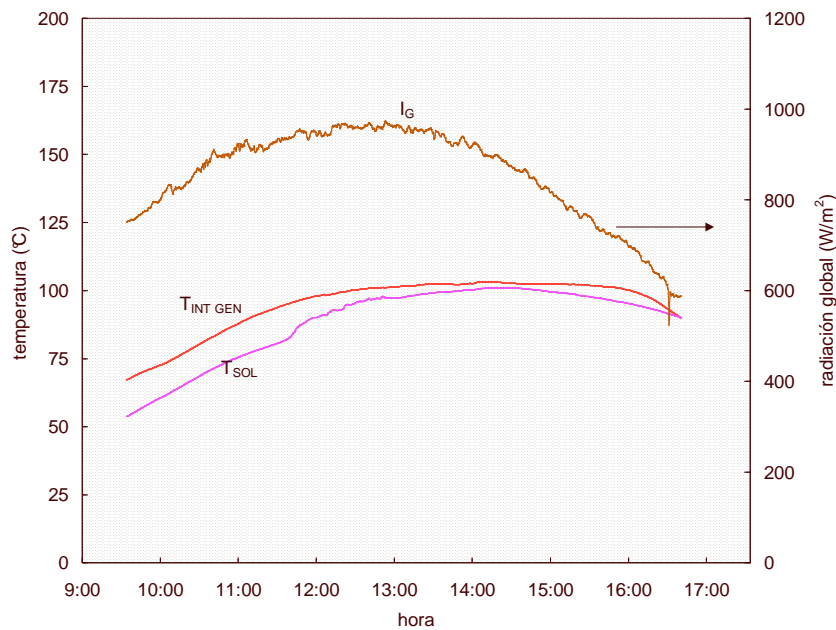


Fig. 6.29 Radiación global  $I_G$ , temperatura de la solución y del interior del generador

Después de llevar a cabo algunas pruebas a 2/3 de su capacidad, el sistema se sometió a carga completa, es decir,  $14.1 \text{ kg}$  de nitrato de litio y  $12 \text{ kg}$  de amoníaco, lo que hace una masa total de  $26.1 \text{ kg}$  a una concentración del 46%. Bajo estas condiciones se llevó a cabo una segunda fase de pruebas experimentales utilizando el mismo condensador. La gráficas de una de éstas pruebas se muestra en la figura 6.30 en donde el problema de la temperatura del agua de enfriamiento del condensador se sigue presentando. Se observa cómo, a las 12:40 hs, al disminuir la temperatura del agua, disminuye la temperatura de condensación y es en ese momento cuando el amoníaco comienza su proceso de condensación hasta alcanzar los  $700 \text{ ml}$ .

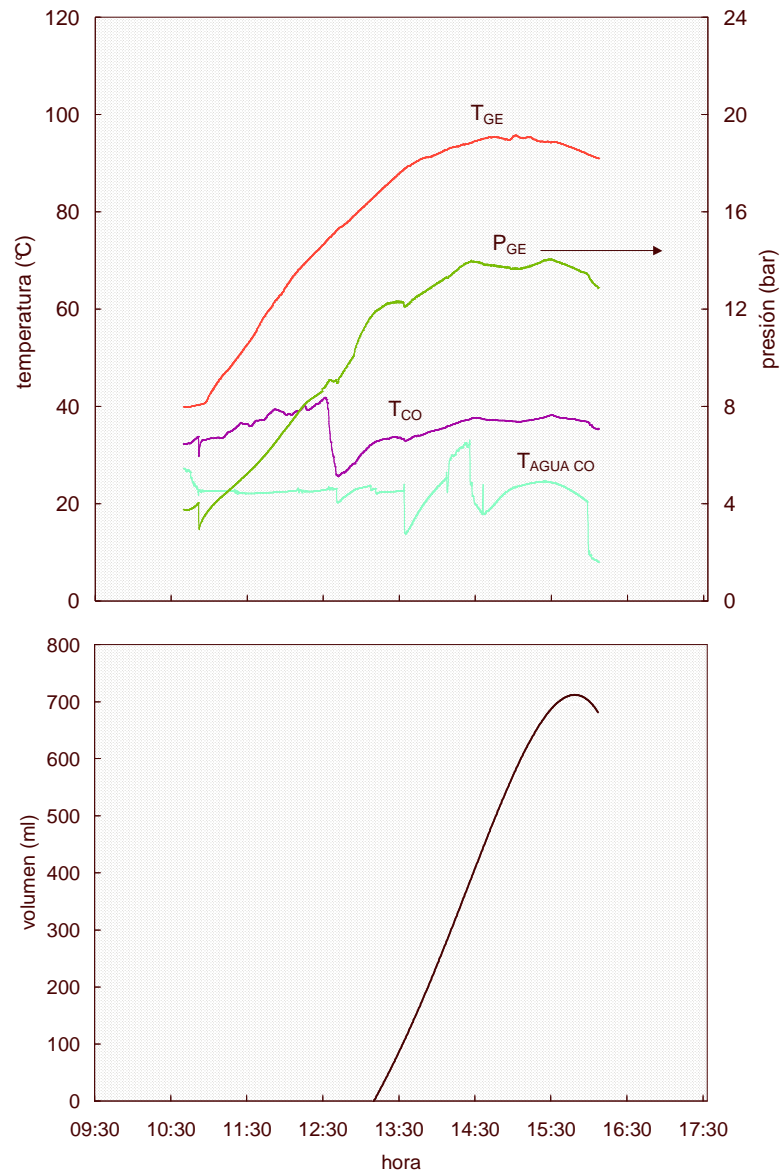
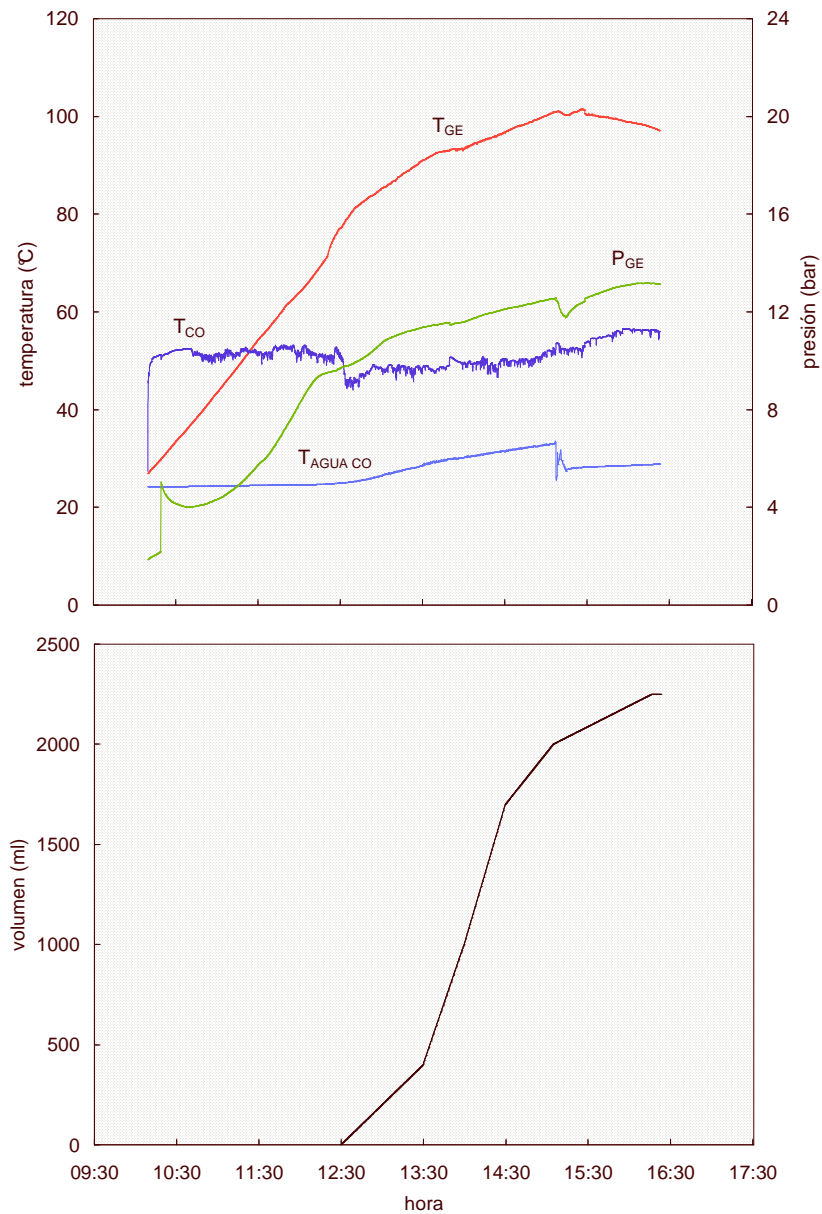


Fig. 6.30 Procesos de generación y condensación donde se obtuvieron 700 ml de refrigerante

Bajo las mismas condiciones de carga completa, se realizan pruebas experimentales en las que se hace circular agua a temperatura ambiente a razón de 2 litros/min en el condensador lo cual mejora notablemente el proceso de condensación del refrigerante y se logran almacenar 2250 ml de amoniaco tal como lo muestra la gráfica de la figura 6.31.



**Fig. 6.31 Procesos de generación y condensación en donde se obtuvieron 2250 ml de refrigerante**

### 6.13.2 Resultados de los procesos de evaporación y absorción

En lo que se refiere a la etapa de evaporación-absorción, se llevaron a cabo pruebas experimentales bajo diferentes circunstancias. Como se mencionó líneas arriba, en la prueba que se llevó a cabo con 2/3 de la capacidad de carga se lograron obtener 500 ml de amoníaco durante la generación-condensación. Bajo estas condiciones se llevó a cabo la corrida experimental de la etapa de enfriamiento, se monitorearon las temperaturas de evaporación  $T_{EV}$  y la del interior del evaporador  $T_{INT\ EV}$ , además de la presión de evaporación  $P_{EV}$ . La temperatura de evaporación corresponde a la del refrigerante a la salida de la válvula de expansión y  $P_{EV}$  a la presión medida en la misma posición.  $T_{INT\ EV}$  se monitoreó en esta ocasión sin colocar dentro ninguna carga térmica (agua para enfriar). Se comenzó la prueba a las 7:30 horas, tiempo local y durante los primeros minutos, tal como se aprecia en la figura 6.32, se observa que al abrir la válvula de expansión  $T_{EV}$  desciende hasta  $-22^{\circ}\text{C}$ , se mantiene así durante algunos minutos notándose que  $T_{INT\ EV}$  no sufre variaciones, 15 min después se abre un poco más la válvula notándose un aumento en la presión desde aproximadamente 1.3 bar hasta 2.4 bar, en este lapso de unos 25 min, como consecuencia del aumento de presión  $T_{EV}$  disminuye hasta  $-14^{\circ}\text{C}$ , temperatura muy adecuada para los fines de hacer hielo, notándose que  $T_{INT\ EV}$  disminuye hasta  $-0.1^{\circ}\text{C}$ , sin embargo y debido a que solo fueron 500 ml, el tiempo del efecto refrigerante es muy corto. Se nota como al agotarse el amoníaco,  $T_{EV}$  aumenta hasta inclusive superar a  $T_{INT\ EV}$  que se mantiene aumentando lentamente durante unos 90 min.

Otra prueba en la que se tenían almacenados 2200 ml de amoníaco se llevó a cabo habiéndose colocado 1600 ml de agua para enfriar dentro de la cámara del evaporador. Ésta prueba comenzó a las 7:00 hs, la válvula de expansión se abrió muy poco y durante los primeros 17 min prácticamente no se notaron cambios en la presión y la temperatura, tal como se muestra en la figura 6.33, en ese momento se abre la válvula un poco más y se mantiene así durante 65 min aproximadamente, en éste lapso de tiempo  $T_{EV}$  es de alrededor de  $-15^{\circ}\text{C}$  mientras que la presión está en un rango de 2.4 a 2.0 bar, asimismo se nota una disminución importante en la temperatura del interior de la cámara de enfriamiento llegando hasta  $1.4^{\circ}\text{C}$ ; en ese momento se abre un poco más la válvula de expansión  $T_{EV}$  asciende bruscamente hasta alcanzar  $-4.9^{\circ}\text{C}$ , el nivel del

amoníaco almacenado desciende notablemente y la temperatura dentro de la cámara alcanza los 0°C manteniéndose en ese nivel durante casi 2 hs, inclusive después de que el amoníaco se agota y  $T_{EV}$  comienza a aumentar bruscamente manteniéndose  $P_{EV}$  durante un tiempo más.

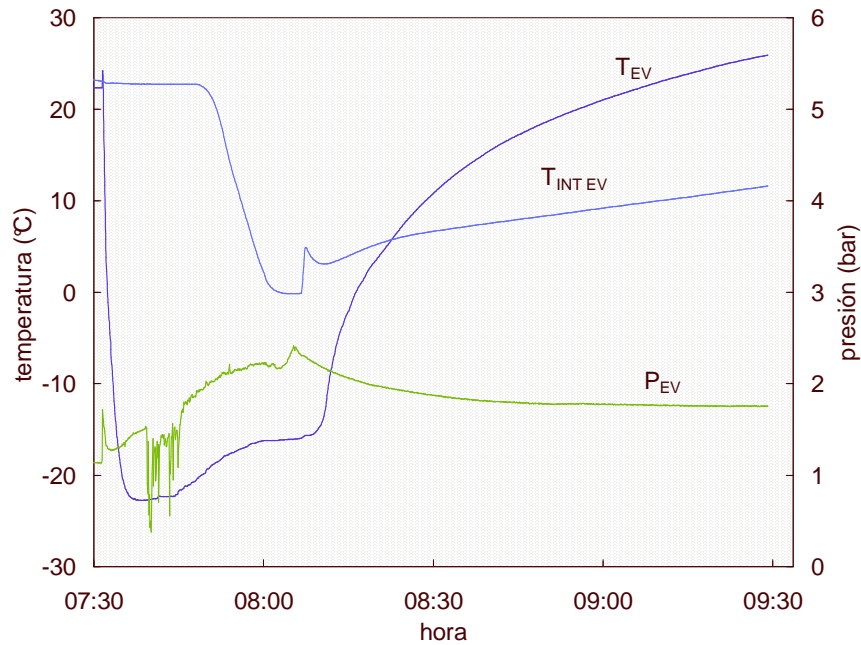


Fig. 6.32 Etapa de evaporación-absorción para 500 ml de amoníaco almacenado

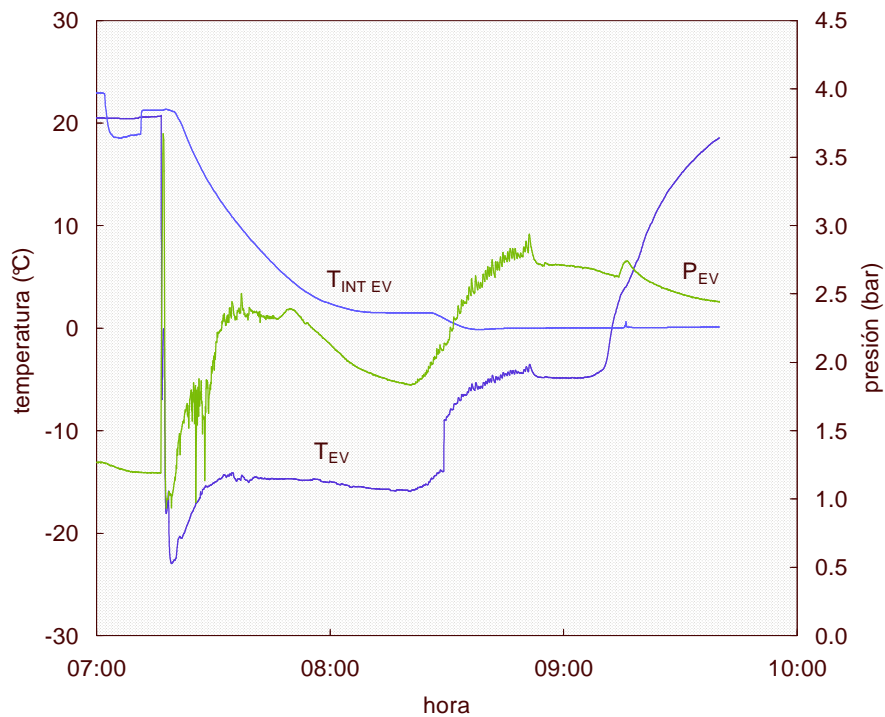
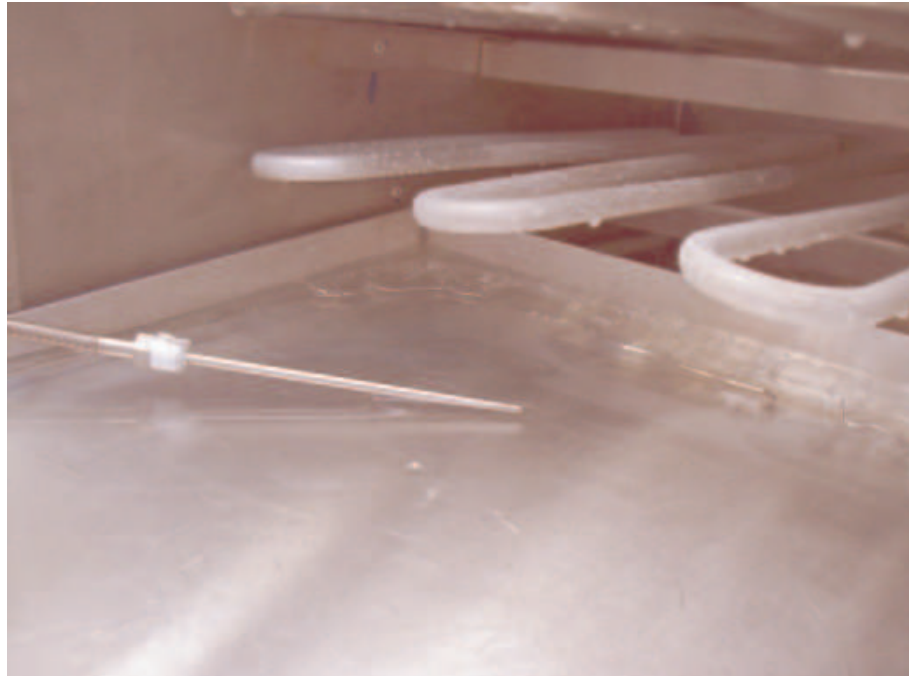


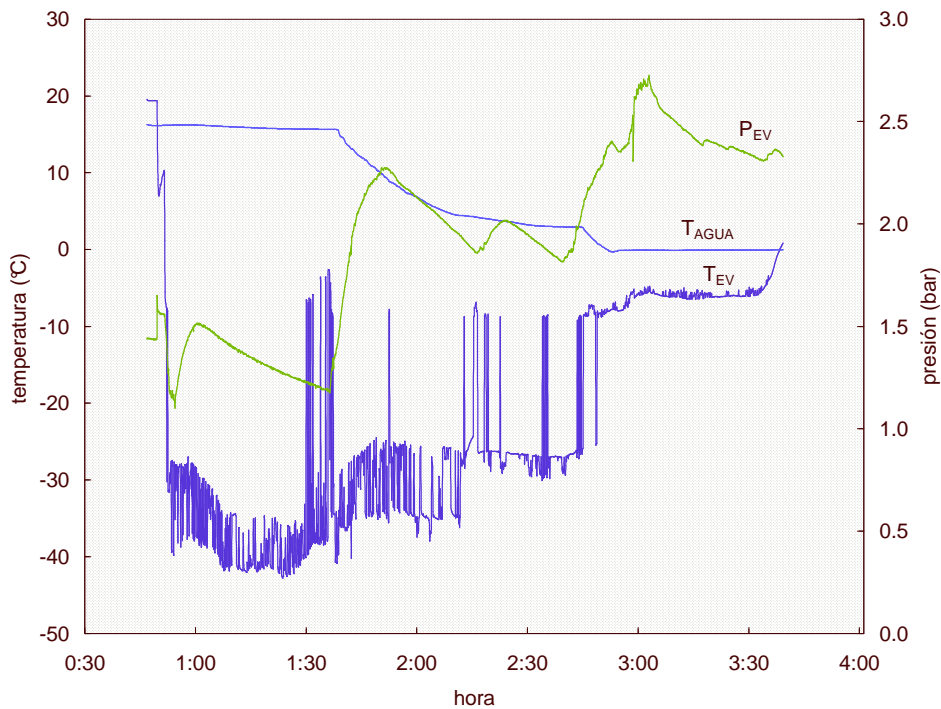
Fig. 6.33 Etapa de evaporación-absorción para 1600 ml de amoníaco

El agua colocada en la cámara presentó una delgada capa de hielo en la parte superior de la charola tal como se muestra en la figura 6.34.



**Fig. 6.34** Delgada capa de hielo formada durante la etapa de evaporación

Con 1700 ml de amoníaco almacenado durante la generación-condensación, se llevó a cabo otra prueba experimental, ésta vez se comenzó a las 0:45 horas, a ésta hora las condiciones ambientales son buenas ya que tanto la presión en el interior del absorbedor ha disminuido lo suficiente a valores cercanos a 1.5 bar, y la temperatura en el interior de la cámara de refrigeración es la ambiente (16°C en este caso). En ésta ocasión se abrió la válvula de expansión de tal forma que la temperatura del refrigerante ( $T_{EV}$ ) alcanzó valores de hasta  $-42^{\circ}\text{C}$  como puede observarse en la gráfica de la figura 6.35, sin embargo, como se ve, existen una serie de altibajos en  $T_{EV}$  ya que el flujo de amoníaco es muy lento durante la primera hora y no se refleja en la temperatura del agua a enfriar  $T_{AGUA}$ . Durante la siguiente hora se abre la válvula un poco más y esto permite que la temperatura del agua comience a disminuir llegando a  $2^{\circ}\text{C}$ , sin embargo todavía se observan picos que denotan un flujo pequeño de refrigerante. En la última hora del experimento, se abre un poco más la válvula, lo que ocasiona aumento en la presión y disminución de la temperatura del amoníaco, llegando hasta  $-6^{\circ}\text{C}$ , la temperatura del agua se mantiene en  $0^{\circ}\text{C}$  hasta que se agota el refrigerante.



**Fig. 6.35** Etapa de evaporación-absorción para 1700 ml de amoníaco almacenado

Los resultados de otra corrida experimental se muestran en la figura 6.36 en donde se tenían 2250 ml de amoníaco almacenado en el tanque de condensado, se colocaron 2 charolas con 1 litro de agua cada una, una en la parte superior del evaporador y la otra en la parte inferior, en esta ocasión al comienzo de la prueba se abrió muy poco la válvula de expansión, 15 minutos después, al notar que no había ningún cambio en la temperatura del interior de la cámara, se abrió la válvula un poco más. A lo largo de la prueba que duró 5 horas, se trató de controlar el flujo de amoníaco tratando de evitar que éste no fuera ni demasiado bajo ni demasiado alto, cuando el flujo es muy pequeño, no se refleja ningún cambio en la temperatura del interior de la cámara y cuando es muy grande, la temperatura a la salida del evaporador es muy baja e inclusive la tubería que va del evaporador al reactor se congela. En esta ocasión la temperatura del agua se mantuvo durante casi 4 horas a 0°C lo que permitió que en la charola inferior se formara hielo tal como se muestra en las fotografías de las figuras 6.37 y 6.38.



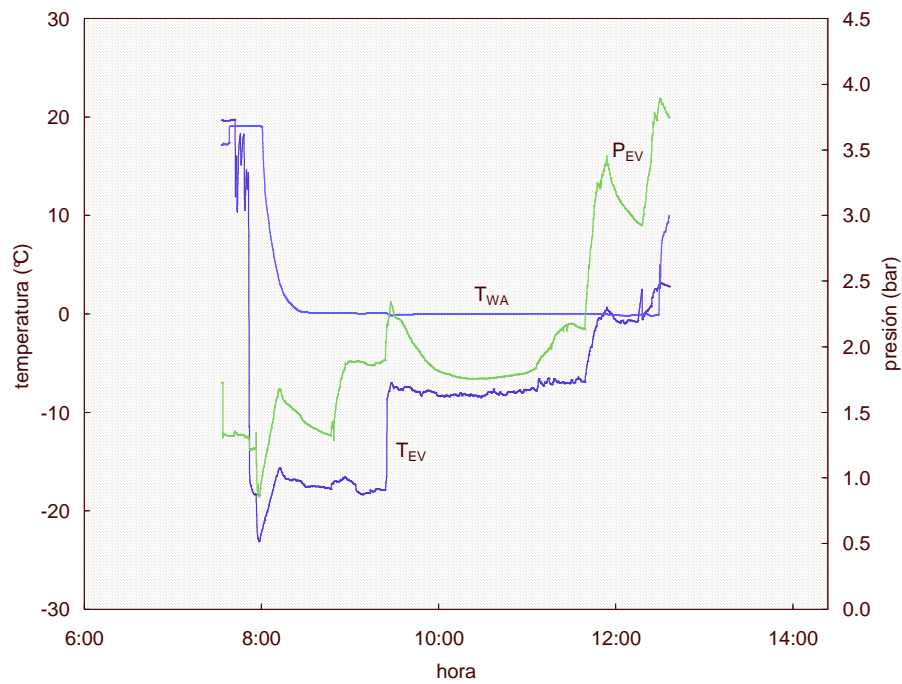


Fig. 6.36 Etapa de evaporación-absorción para 2250 ml de amoníaco almacenado

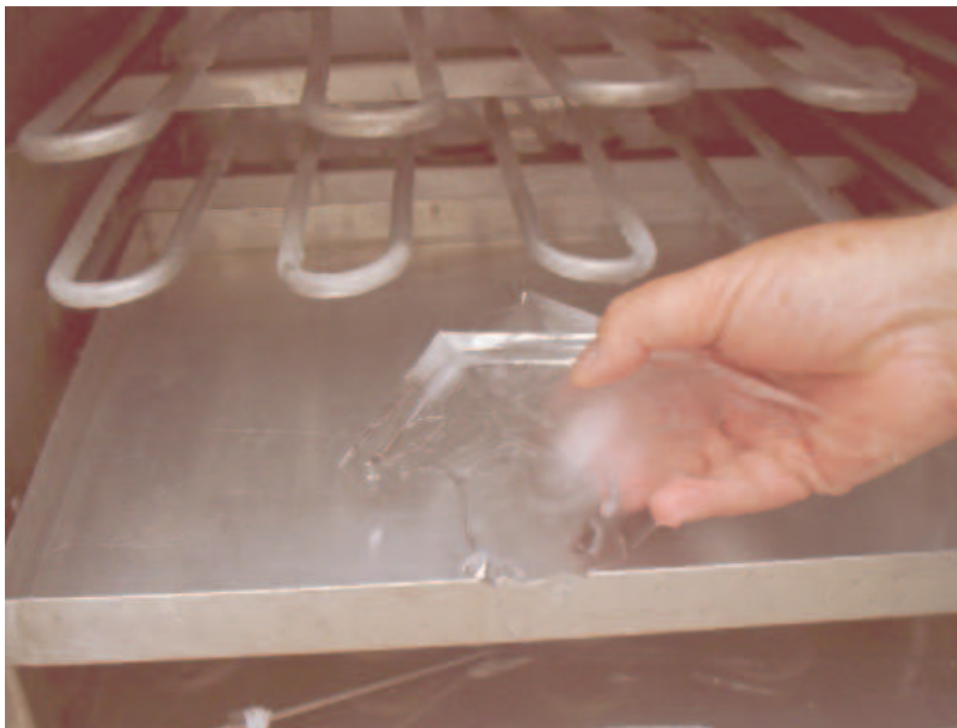


Fig. 6.37 Hielo formado durante el proceso de evaporación en el interior de la cámara de refrigeración

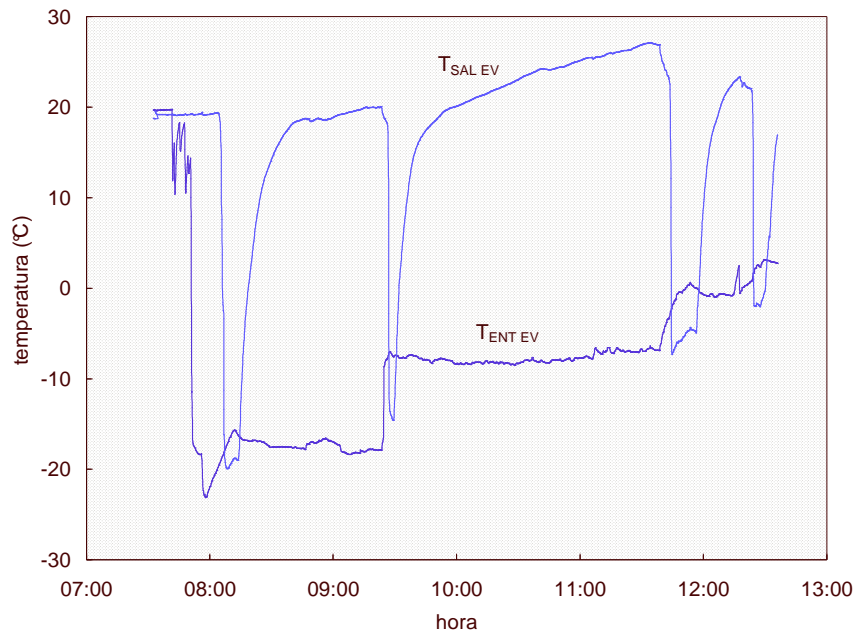


**Fig. 6.38 Otra vista de la formación de hielo en la charola de la cámara de refrigeración**

En la charola superior no hubo formación de hielo, por un lado esto se explica porque el aire dentro de la cámara frigorífica se estratifica y el que se encuentra a mayor temperatura se encuentra en la zona más alta, y por otro flujo de refrigerante es de abajo hacia arriba, al circular por la tubería, primero a la salida de la válvula de expansión, el refrigerante sale como líquido saturado a baja presión, conforme pasa a través de la tubería del evaporador absorbiendo calor, pasa a la región de líquido-vapor saturado, hasta que al final del proceso termina como vapor saturado. Conforme absorbe el calor de la parte inferior y va subiendo a través de la tubería, va perdiendo su capacidad de absorción lo que explica que en la charola superior solo se halla enfriado el agua a  $0^{\circ}\text{C}$  sin haberse formado el hielo. Para que el hielo alcance a formarse en esta parte, se requiere almacenar una cantidad adicional de amoníaco durante la etapa de generación-condensación.

La gráfica de la figura 6.39 indica las temperaturas a la entrada y salida del evaporador, los picos debajo de  $T_{\text{SAL EV}}$  indican un flujo demasiado rápido del refrigerante indicando

que no alcanzó a absorber todo el calor del interior de la cámara, en éste caso alrededor de la tubería a la salida del evaporador se forma escarcha como se muestra en la figura 6.40, el flujo de amoníaco debe disminuir para evitar este fenómeno y así evitar que el refrigerante absorba el calor solo del interior de la cámara de refrigeración.

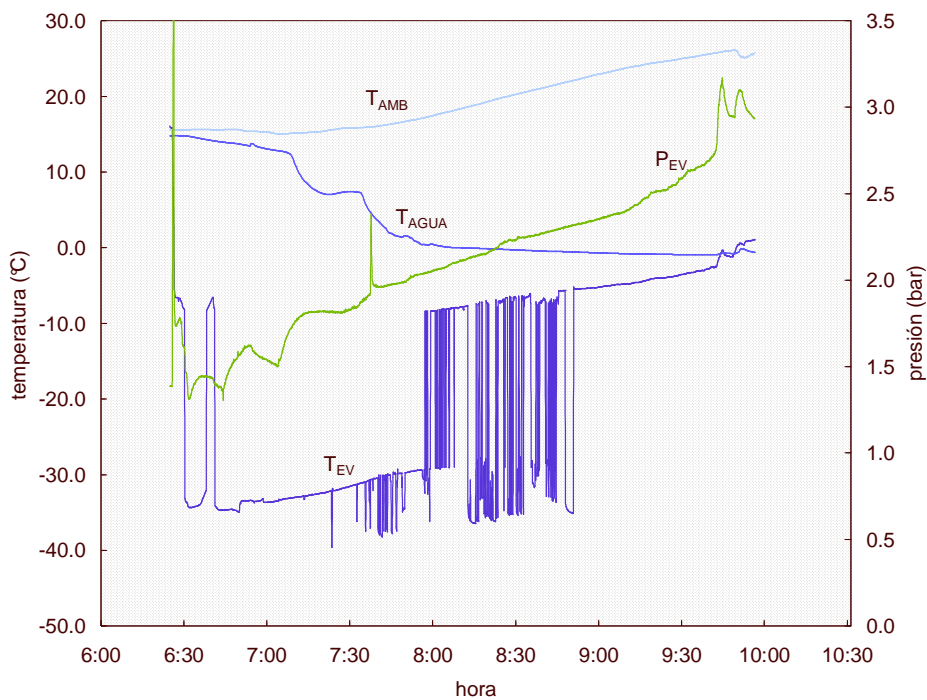


**Fig. 6.39** Temperaturas a la entrada y salida del evaporador



**Fig. 6.40** Formación de escarcha en la tubería a la salida del evaporador

Otra prueba experimental de evaporación-absorción se llevó a cabo con 1750 ml de refrigerante durante las primeras horas de la mañana. En esta ocasión se mantuvo desde un principio una temperatura de evaporación  $T_{EV}$  entre  $-34^{\circ}\text{C}$  y  $-30^{\circ}\text{C}$  durante 1.5 horas, esto permitió que la temperatura del agua en el interior de la cámara descendiera desde  $15^{\circ}\text{C}$  hasta  $0^{\circ}\text{C}$ . A partir de ese instante y sin tocar la válvula de expansión,  $T_{EV}$  da un salto de  $-30^{\circ}\text{C}$  hasta  $-8^{\circ}\text{C}$  como se puede observar en la gráfica de la figura 6.41, aumentando paulatinamente durante las siguientes 2 horas hasta llegar a  $0^{\circ}\text{C}$ , la presión también aumentó desde 2 bar hasta 3 bar, esto permitió que la temperatura del agua descendiera hasta  $-1^{\circ}\text{C}$  durante ese tiempo logrando la formación de hielo en el agua de enfriamiento. Para mejorar la transferencia de calor en la cámara de refrigeración, se colocaron charolas pequeñas con un volumen de 750 ml cada una. Una de ellas se amarró con alambre a la tubería del evaporador con el fin de que el contacto fuera directo entre la charola y el tubo tal como se puede apreciar en las fotografías de la figura 6.42. En la figura 6.43 se ven las charolas con el hielo formado, se aprecia que aun en ciertas partes existen partes donde existe agua al picar la capa exterior de hielo, pero se nota que la mayor parte del volumen de agua pasó a la fase sólida.



**Fig. 6.41** Etapa de evaporación-absorción para 1750 ml de amoníaco almacenado



**Fig. 6.42** Detalle de las charolas con hielo en el interior de la cámara frigorífica



**Fig. 6.43** Formación de hielo a una temperatura de  $-1^{\circ}\text{C}$

### 6.14 Eficiencia del CPC y del sistema de refrigeración

Se describen la eficiencia del CPC y el coeficiente de operación del sistema de refrigeración solar.

Kreith y Kreider (1978), definen la eficiencia instantánea del CPC en función del calor útil  $q_u$ , de la radiación incidente tanto directa  $I_{b,c}$  como difusa  $I_{d,c}$  así como de las áreas de la cubierta  $A_a$  y de receptor  $A_r$  mediante la relación:

$$\eta_{CPC} = \frac{q_u A_r}{A_a (I_{b,c} + I_{d,c})} \quad (6.1)$$

El calor útil  $q_u$  se calculó tanto en las fases sensible como latente del proceso de generación tomando los valores de la temperatura de la solución como la temperatura de generación  $T_{GE}$  utilizando las siguientes fórmulas:

$$q_u = mc_p (T_{GE} - T_{AMB}) \quad \text{fase sensible} \quad (6.2)$$

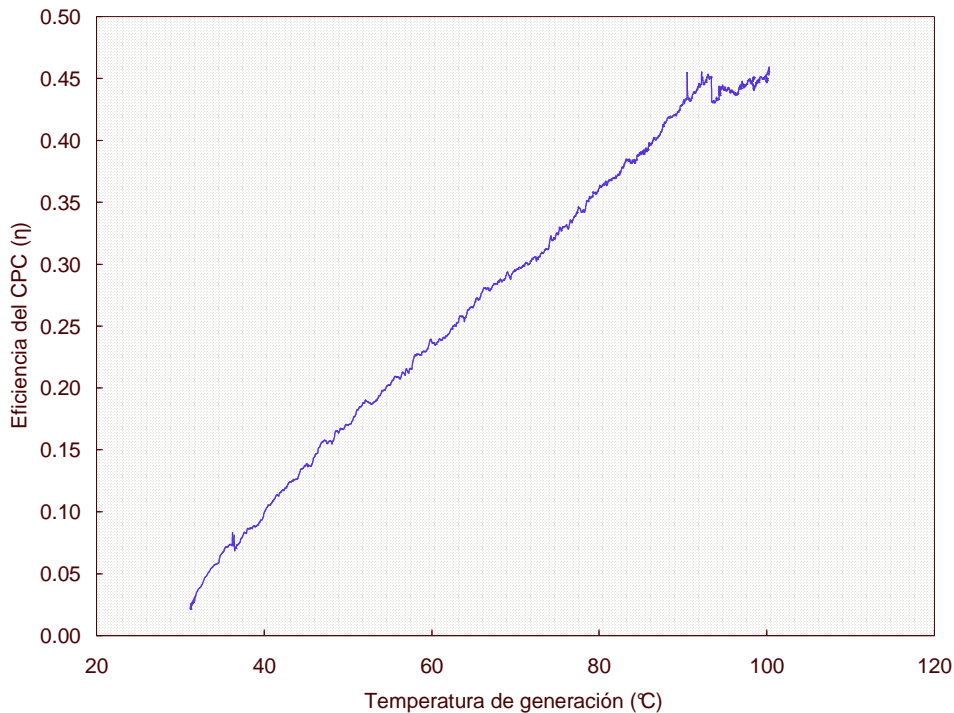
$$q_u = m(h_{g_{NH_3}} - h_{sol}) \quad \text{fase latente} \quad (6.3)$$

donde  $h_{g_{NH_3}}$  es la entalpía del vapor de amoníaco y  $h_{sol}$  es la entalpía de la solución.

La entalpía de la solución fue calculada por la fórmula descrita por Infante-Ferreira (1984) la cual es:

$$h = 1570(0.54 - X)^2 - 215 + \int_0^T c_p dT \quad (6.4)$$

La gráfica de la figura 6.44 muestra los valores de la eficiencia  $\eta_{CPC}$  del CPC en función de la temperatura de generación  $T_{GE}$ . Puede observarse que la eficiencia aumenta conforme aumenta  $T_{GE}$  llegando hasta una eficiencia instantánea máxima de 0.45, mientras que  $T_{GE}$  llegó a 100°C.

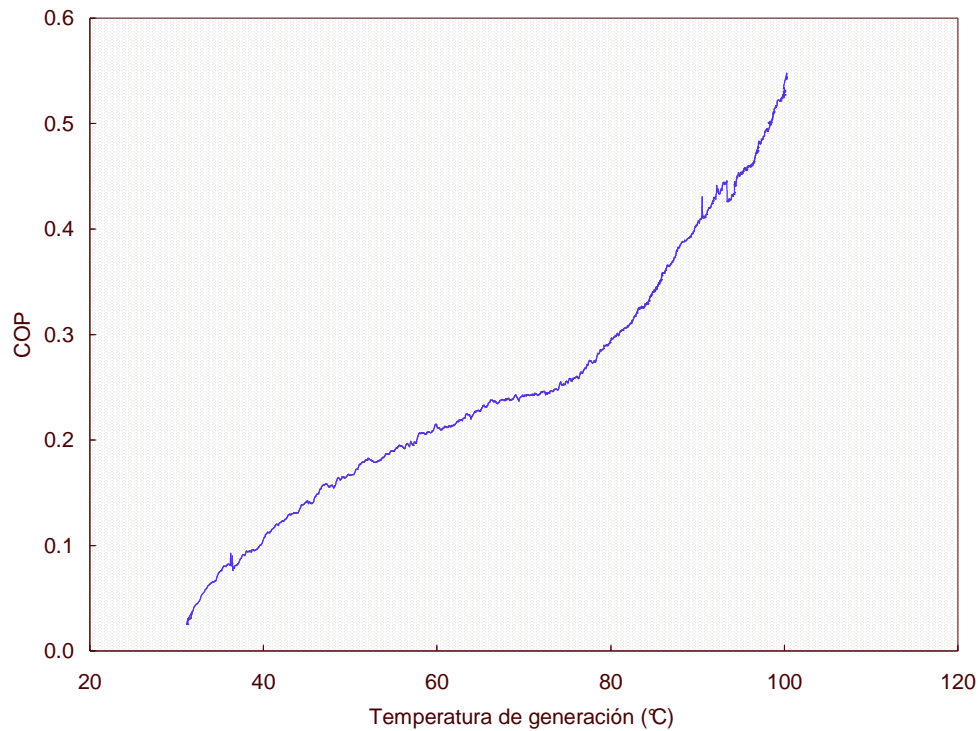


**Fig. 6.44** Eficiencia del CPC en función de la temperatura de generación  $T_{GE}$

El COP del sistema de refrigeración se calculó con la ecuación 3.24 la cual implica el cálculo de la radiación absorbida por el receptor directa  $q_{b,r}$  y difusa  $q_{d,r}$  los cuales a su vez requieren de las propiedades ópticas del CPC habiendo tomado los valores de la transmitancia del vidrio  $\tau_a$  los mostrados en la figura 3.26.

Las demás propiedades ópticas involucradas en el cálculo de  $q_{b,r}$  y  $q_{d,r}$  como son la absorptancia del receptor  $\alpha_r$ , la emitancia del mismo  $\epsilon_r$ , etc., se muestran en la tabla 3.3.

La figura 6.45 muestra los valores del COP del sistema de refrigeración solar en función de  $T_{GE}$ . Al igual que con la eficiencia del CPC, los valores del COP aumentan conforme aumenta  $T_{GE}$  alcanzando valores de hasta 0.55.



**Fig. 6.45 COP del sistema de refrigeración en función de la temperatura de generación  $T_{GE}$**

## 6.15 Costo del equipo

Se da un panorama general del costo del equipo separando los costos del equipo de refrigeración en sí de los costos de equipos e instrumentación auxiliares.

### 6.15.1 Costo del equipo solar

En éste rubro se incluyen todos los materiales y equipo que son necesarios para el funcionamiento del sistema de refrigeración solar, incluyendo la mano de obra por la construcción del CPC y su soporte, condensador, evaporador y tanque de condensado.



La tabla 6.1 da una descripción a detalle de cada material utilizado con las cantidades utilizadas y el costo de la mano de obra.

**Tabla 6.1 Costo de los materiales y mano de obra del equipo solar**

	Cantidad	Unidad de medida	Costo Unitario	Costo total	Costo total
			(dólares)	(dólares)	(pesos) 1dl=10.50 pesos
<b>Materiales:</b>					
Lámina de Al de 1mm de espesor	4	pieza	52.38	209.52	2199.96
Válvula de regulación Swagelock 6.35 mm ac. Inox.	1	pieza		153.00	1606.50
Tubo de acero inoxidable de 6.35 mm tramo 6 m	1	pieza		63.90	670.95
Tubing de acero inoxidable de 6.35 mm	3	metro	12.93	38.79	407.30
Conexión pata tubing de 9.53 mm en acero inoxidable	4	pieza	12.25	49.00	514.50
Niple de 6.35 mm en acero inoxidable	8	pieza	2.45	19.60	205.80
Codo de acero inoxidable de 6.35 mm	12	pieza	1.61	19.32	202.86
Tuerca unión de acero inoxidable de 6.35 mm	4	pieza	6.16	24.64	258.72
Tee de acero inoxidable de 6.35 mm	4	pieza	2.16	8.64	90.72
Cruz de acero inoxidable de 6.35 mm	4	pieza	4.00	16.00	168.00
Cople de acero inoxidable de 6.35 mm	8	pieza	1.20	9.60	100.80
Válvula de bola en acero inoxidable de 6.35 mm	7	pieza	52.83	369.81	3883.01
Válvula de nivel acero inoxidable de 13 mm	2	pieza	141.83	283.66	2978.43
Tubo de cristal franja roja	0.3	metro	25	7.50	78.75
Hoja de acrílico transparente de 2mm de 1.20 x 1.80 m	2	pieza	41.05	82.10	862.05
Bisagra de acrílico tipo piano	2	pieza	6.29	12.58	132.09
Aislamiento Armaflex placa de 1.22 x 0.91 m de 19 mm	4	pieza	32.68	130.72	1372.56
Aislamiento Armaflex p/ tubo de 6.35 mm x 12.5 mm	2	pieza	4.05	8.10	85.05
Manguera alta presión teflón cubierta de malla 6.35 mm	2	pieza	33.33	66.66	699.93
Perfil cuadrado Fe calibre 20 de 50.8 mm tramo 6 m	2	pieza	8.09	16.18	169.89
Solera de 25.4 mm x 3.2 mm	2	pieza	2.75	5.50	57.75
Tubo de acero al carbón ced. 40 de 152.4 mm diámetro	2	metro	84.45	168.90	1773.45
Brida de 152.4 mm diámetro deslizable	1	pieza		19.20	201.60
Brida de 152.4 mm diámetro ciega	1	pieza		31.21	327.71
Nitrato de litio anhidro	14.1	kg	38.71	545.81	5731.02
Amoniaco	12	kg	7.62	91.43	960.00
Material de ferretería				40.00	420.00
Cinta 3M de espuma acrílica de 0.024 x 33 m	1	pieza		114.66	1203.93
Vidrio 4 mm espesor	3.24	m <sup>2</sup>	13.22	42.83	449.74
Cubierta de lona para proteger el equipo	2	pieza	40.48	80.95	850.00
<b>SUMA</b>				<b>2729.82</b>	<b>28663.05</b>
Mano de obra				666.67	7000.00
<b>TOTAL</b>				<b>3396.48</b>	<b>35663.05</b>

### 6.15.2 Costo de los equipos auxiliares e instrumentación

Aquí se da un desglose de los instrumentos y equipo necesarios para llevar a cabo los registros que permitieron la evaluación experimental del sistema de refrigeración solar. En la tabla 6.2 se dan a detalle de estos instrumentos y equipos.

**Tabla 6.2 Costo de los instrumentos y equipos auxiliares del sistema solar**

Equipo auxiliar	Cantidad	Unidad de medida	Costo	Costo total	Costo total
			Unitario	dólares	pesos
			dólares	dólares	1 dl=10.50 pesos
Piranómetro Keep & Zonen Modelo PSP	1	pieza		2325.00	24412.50
Sistema de adquisición de datos Agilent	1	pieza		1164.00	12222.00
Tarjeta multifunción 20 canales	2	pieza	268.00	536.00	5628.00
Computadora portátil HP	1	pieza		1716.56	18023.88
Medidor de presión de 0 a 20.68 bar	5	pieza	211.16	1055.80	11085.90
Termistor de temperatura de -40 a 150°C 25.4 mm	10	pieza	121.90	1219.00	12799.50
Termistor de temperatura de -40 a 150°C 101.6 mm	4	pieza	187.06	748.24	7856.52
Termopar tipo "J" con adhesivo	2	pieza	21.35	42.70	448.35
Manómetro de alta precisión en ac. Inox	2	pieza	90.85	181.70	1907.85
Cable coaxial calibre 18	20	metro	1.52	30.40	319.20
Regulador de voltaje con salida de 12 V	1	pieza		6.66	69.93
<b>TOTAL</b>				<b>9026.06</b>	<b>94773.63</b>

La suma de los totales de la tablas 6.1 y 6.2 se da en la tabla 6.3.

**Tabla 6.3 Costo total del sistema de refrigeración solar**

	dólares	pesos
Costo de materiales y mano de obra	3396.48	35663.05
Costo de equipo auxiliar	9026.06	94773.63
<b>GRAN TOTAL:</b>	<b>12422.54</b>	<b>130436.68</b>

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1 Conclusiones

El proyecto planteado inicialmente que consistió en la simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor se cumplió en su totalidad.

Se llevó a cabo un análisis de la radiación solar en Temixco, Morelos con el fin de evaluar el recurso solar disponible y con ello diseñar el concentrador solar y el sistema de refrigeración.

En la parte que toca a la simulación y comparándola con los resultados experimentales, se puede decir que fue satisfactoria ya que se obtuvieron temperaturas y presiones similares a las obtenidas en las pruebas experimentales, de igual forma la hora del día en que se producía la evaporación del amoníaco en el generador fue muy similar. De los resultados de las pruebas experimentales se logró la publicación del artículo *Modelling of an Intermittent Solar Absorption Refrigeration System Operating with Ammonia-Lithium Nitrate Mixture* publicado en la revista *Solar Energy Materials & Solar Cells* Vol. N° 76-3. pp. 417-427 en el año 2003, y la presentación de la ponencia sobre el mismo tema en el 11<sup>th</sup> Solar PACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, llevado a cabo en Zurich, Suiza.

El trabajo llevado a cabo en el equipo experimental montado en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del CIE, permitió la evaluación de dos pares de trabajo: cloruro de bario-amoníaco y nitrato de litio-amoníaco. La experiencia adquirida en ese equipo, tanto en la parte de ensamble como en los resultados experimentales obtenidos fue de gran utilidad para el montaje y operación del refrigerador solar ya que ahí se pudieron conocer los valores de presión, temperatura y flujo bajo los cuales debía operar el sistema solar. Los resultados experimentales de este estudio fueron plasmados en el artículo titulado

“Experimental Study of a Thermo-chemical Refrigerator using the Barium Chloride-Ammonia Reaction” aceptado para su publicación en la revista Solar Energy Materials & Solar Cells, y la presentación de una ponencia en el XII Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Energía Solar en Vigo, España, titulada: “Resultados Experimentales Preliminares de la Reacción entre el Cloruro de Bario y el Amoniac para su utilización en un Ciclo de Refrigeración Solar Termoquímico”

En el diseño termodinámico del CPC se logró además, la simulación del trazado de rayos que permite visualizar la incidencia de los rayos solares durante las horas de radiación.

En cuanto a la parte de evaporación, la temperatura del refrigerante durante este proceso, fue la esperada, es decir, de  $-20^{\circ}\text{C}$ . La temperatura del agua de enfriamiento alcanzó a llegar a  $-1^{\circ}\text{C}$  en la parte experimental, lográndose la producción de hielo, sin embargo estuvo  $4^{\circ}\text{C}$  por encima de la temperatura esperada.

Se tuvieron algunos problemas de control de flujo a la salida de la válvula de expansión en ambos equipos a veces el flujo fue demasiado lento y en otras ocasiones muy rápido.

El refrigerador solar operó satisfactoriamente, habiéndose cumplido el objetivo principal que es el de obtener hielo bajo las condiciones de diseño planteadas, aunque no se obtuvo el volumen esperado de amoniaco debido a pérdidas térmicas no deseadas en el CPC y a problemas en el proceso de condensación.

Con la experiencia obtenida, se pueden construir y optimizar sistemas similares que permitan que en un futuro próximo este tipo de refrigeradores puedan ser construidos en serie y operar satisfactoriamente en lugares donde el acceso a la red eléctrica sea difícil, mejorando las condiciones de vida de sectores de la población que no cuentan con éste recurso.

Debido a la innovación tecnológica que representa éste equipo, se ha solicitado la obtención de la Patente la cual se encuentra en trámite.

## 7.2 Recomendaciones

Se hacen recomendaciones para la parte experimental en el equipo de laboratorio y para el refrigerador solar, se considera que ambas, a futuro, pueden aportar importantes resultados que permitan conocer, por un lado el comportamiento de diferentes pares de trabajo, y por otro, la optimización y operación del refrigerador solar.

### 7.2.1 Recomendaciones sobre el equipo experimental de laboratorio

La importancia del diseño del reactor es fundamental ya que influye directamente en los coeficientes de transferencia de calor del sistema, la forma cilíndrica parece no ser la mas adecuada para un par de trabajo sólido-gas ya que se requiere de una mayor área en la superficie del sólido durante la absorción para que ésta se lleve a cabo eficazmente. Asimismo el material de la pared y el espesor deben ser calculados y diseñados con mayor cuidado. Debe hacerse un estudio de los coeficientes de transferencia de calor y diseñar el reactor más adecuado para cada par de trabajo, o por lo menos, uno para sistemas sólido-gas y otro para sistemas líquido-gas.

Realizar un estudio del área de transferencia de calor en el reactor para la reacción termoquímica cloruro de bario-amoniaco.

### 7.2.2 Recomendaciones sobre el sistema de refrigeración solar

Con los datos obtenidos en las diferentes pruebas experimentales en el sistema de refrigeración solar, realizar un análisis de transferencia de calor, determinando los coeficientes convectivo y conductivo dentro del generador-absorbedor.

Otra recomendación de importancia para la mezcla nitrato de litio-amoniaco, es que la concentración de refrigerante que queda en el generador después de los procesos de generación-condensación, no debe ser menor de 35% con el fin de tener un margen de seguridad del 5% para que la solución no se llegue a cristalizar ya que

según lo mencionado por Infante-Ferreira (1984), el punto de cristalización ocurre cuando la concentración es de 30% o menor.

Llevar a cabo un estudio de transferencia de calor en el receptor del CPC determinando los coeficientes de transferencia de calor en el interior del generador-absorbedor.

Construir y evaluar experimentalmente un refrigerador solar, mejorado y optimizado probándolo bajo condiciones ambientales adversas tales como un clima cálido-húmedo.

Los puntos a considerar para optimizar el diseño son:

- i) Considerar que el material del tubo receptor sea aluminio o alguno con mejor conductividad térmica que el acero al carbón y que resista los efectos de la solución.
- ii) La brida debe estar perfectamente aislada para evitar pérdidas térmicas.
- iii) Alrededor de la brida el espacio debe estar libre para poder maniobrar en caso de limpieza y/o cambio de la mezcla.
- iv) Mejorar la superficie selectiva del receptor posiblemente con un tratamiento termoquímico.
- v) El diámetro de la tubería que va del generador al condensador debe ser de 12.7 mm ( 1/2") vez de 6.35 mm (1/4") con el fin de mejorar el flujo del refrigerante.
- vi) Calcular e instalar mediante un sistema de by-pass tubos capilares y válvula de expansión entre el tanque de condensado y la entrada al evaporador de tal manera que durante el proceso de evaporación se pueda operar de cualquiera de las dos formas.
- vii) Instalar un medidor de flujo a la salida de la válvula de expansión con el fin de conocer éste y poder definir puntualmente las condiciones de trabajo durante los procesos de evaporación y absorción.
- viii) Construir la parte externa de la cámara de refrigeración con un material que tenga menor conductividad térmica que la placa de acero inoxidable, por ejemplo, fibra de vidrio, esto permitiría disminuir las pérdidas térmicas durante la etapa de enfriamiento y disminuiría el calentamiento externo.

- ix) Colocar el condensador a la sombra. Esto permitirá que la temperatura del agua de enfriamiento se mantenga en condiciones más adecuadas para la condensación del refrigerante.
- x) Colocar el tanque de almacenamiento de amoníaco a la sombra. Esto permitirá que la presión del tanque se mantenga solo bajo las condiciones de trabajo y no aumente al incidir la radiación solar directamente sobre éste.
- xi) Colocar la cámara de refrigeración a la sombra. Esto permitirá que el efecto refrigerante sea más duradero.
- xii) Con respecto a los cables y tarjetas del sistema de adquisición de datos, construir una caja donde se mantengan sin que les dé la radiación solar o la lluvia cuando el refrigerador no esté operando.
- xiii) Durante la operación del refrigerador, mantener el sistema de adquisición de datos, la computadora y los demás aditamentos a resguardo del sol y la lluvia.
- xiv) Cuidar que una vez construido el CPC, la curvatura del espejo se mantenga intacta.
- xv) El espesor del acrílico colocado a los lados del CPC debe ser de cuando menos 5 mm para evitar rupturas.
- xvi) Colocar un material adherente a las orillas del CPC y el acrílico con el fin de evitar pérdidas térmicas durante la etapa de generación.
- xvii) Medir la radiación solar directa con un pirheliómetro y la global con un piranómetro, esto permitirá determinar con precisión el calor suministrado al sistema y por consecuencia el COP será más exacto.
- xviii) En climas donde las velocidades del viento son altas (superiores a 60 km/h) se debe tener cuidado de que el equipo se sujete con soportes especiales para evitar ser dañado.
- xix) En climas con alta corrosión, utilizar materiales y pinturas anticorrosivos en la construcción y acabado de los mismos.

Estudiar y probar otras mezclas de trabajo con el mismo sistema con el fin de observar y comparar el comportamiento del refrigerador solar con cada una de ellas.

## **BIBLIOGRAFÍA**

Almanza, R. y Muñoz, F. (1994). *Ingeniería de la Energía Solar*, El Colegio Nacional, México.

Antonopoulos, K. y Rogdakis, E. (1996). *Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens*. Applied Thermal Engineering 16, 2, 127-147.

Arzoz, D., Venegas, M., Rodríguez, P. e Izquierdo, M. (2002). *Solar absorption refrigeration cycle using LiNO<sub>3</sub>-NH<sub>3</sub> solution and flat plate collectors*. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China.

Ayala, R. (1995). An experimental study of heat driven absorption cooling systems. Ph. Dr. Thesis. University of Salford, England.

Ayala, R., Heard, C. y Holland, F. (1998). *Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II. Experimental*. Applied Thermal Engineering 18-8, 661-670.

Azhari, A. y Khonkar, H. (1996). *A thermal comparison performance of CPC with modified (dual-cavity) and non-modified absorber*. Renewable Energy 9, 1-4, 584-588.

Bankston, Ch. (1993). *Solar heat technologies: fundamentals and applications. Vol. 6: Active Solar Systems*. Edited by G. Lof. MIT Press, Cambridge, Massachusetts.

Bansal, N.K., Blumenberg, J., Kavasch, H.J. y Roettinger, T.. (1997). *Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit*. Solar Energy 61-2, 127-140.



Bansal, P.K. y Chin, T.C. (2002). *Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators*. Applied Thermal Engineering 22, 1601-1617.

Bell, I.A., Al-Daini, A.J., Al-Ali, H., Abdel-Gayed, R.G. y Duckers, L. (1996). *The design of an evaporator/absorber and thermodynamic analysis of a vapor absorption chiller driven by solar energy*. Renewable Energy 1-4, 657-660.

Bennett and Chen (1980). *Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures*, AIChE J., 21, 721-723.

Bentayeb, F. y Lemmini, F. (1995). *Adaptation of an adsorptive solar refrigerator to Moroccan climates. Technical note*. Renewable Energy 6-7, 867-882.

Berlitz, T., Satzger, P., Summerer, F., Ziegler, F. y Alefeld, G. (1999). *A contribution to the evaluation of the economic perspectives of absorption chillers*. International Journal of Refrigeration 22, 67-76.

Best, R., Porras, L. and Holland, F.A. (1991a). *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate – part one. Cooling*. Heat Recovery Systems & CHP 11-1, 49-61.

Best, R. y Ortega, N. (1999). *Solar refrigeration and cooling*. Renewable Energy 16, 685-690.

Best, R. y Pilatowsky, I. (1998). *Solar assisted cooling with sorption systems: status of the research in Mexico and Latin America*. International Journal of Refrigeration 21-2, 100-115.

Best, R., Rivera, W., Pilatowsky, I. y Holland, F.A. (1991b). *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate part three. Simultaneous cooling and heating*. Heat Recovery systems & CHP 11-4, 199-212.

Boström, T., Wäckelgard, E. y Westin, G. (2003). *Solution-chemical derived nickel-alumina coatings for thermal solar absorbers*. Solar Energy 74, 497-503.

Buran, B., Butler, L., Currano, A., Smith, E., Tung, W., Cleveland, K., Buxton, C., Lam, D., Obler, T., Rais-Bahrami, S., Stryker, M. y Herold, K. (2003) *Environmental benefits of implementing alternative energy technologies in developing countries*. Applied Energy 76, 89-100.

Cengel, Y. y Boles, M. (1996) *Termodinámica tomo II*. McGraw Hill- Interamericana Editores. México.

Cervantes, J. G. y Torres-Reyes, E. (2002). *Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy análisis of the system*. Applied Thermal Engineering 22, 1289-1297.

Chakraverty, S., Bansal, N.K. y Garg, H.P. (1987). *Transient analysis of a CPC collector with time dependent input function*. Solar Energy 38-3, 179-185.

Chen, G. y Hihara, E. (1999). *A new absorption refrigeration cycle using solar energy*. Solar Energy 66-6, 479-482.

Cheremisinoff, P.N. (1980). *Solar energy technology handbook part B. Applications systems design and economics*. Marcel Decker, Inc.

Churchill, S. y H.H. Chu (1975). *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder*. International Journal of Heat and Mass Transfer 18, 1049.

Churchill, S. y Berstein (1977). *Journal of Heat Transfer* 99, 300.

Collares, Goodman, Greenman; Gallagher, Rabl, Simons, Wharton and Winston (1978). *Compound parabolic concentrators with non-evacuated receivers: prototype*

*performance and a larger scale demonstration in a school heating system.* Proceedings of the International Solar energy Society Congress Vol. II. New Delhi, India.

Collares, Rabl and Fermi (1978) *A compound parabolic concentrator for a high temperature solar collector requiring only twelve tilt adjustments per year.* Proceedings of the International Solar Energy Society Congress Vol. II. Pergamon Press, New Delhi, India.

Collares-Pereira, M. (1985). *Description and testing of a non-evacuated 1.5x CPC collector thermal performance comparison with other collector types.* Journal of Solar Energy Engineering 107, 277-280.

Critoph, R. y Metcalf, S. (2004). *Specific cooling power intensification limits in ammonia-carbon adsorption refrigeration systems.* Applied Thermal Engineering 24, 661-678.

Dai, Y. y Sumathy, K. (2003). *Heat and mass transfer in the adsorbent of a solar adsorption cooling system with glass tube insulation.* Energy 28, 1511-1527.

De Francisco, A., Illanes, R., Torres, J.L., Castillo, M., De Blas, M., Prieto, E. y García, A. (2002). *Development and testing of a prototype of low-power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications.* Renewable Energy, 25, 537-544.

Deng, S., Ma, W. (1999). *Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H<sub>2</sub>O solution as working fluid.* International Journal of Refrigeration 22, 293-301.

Dickinson, W.C. y Cheremisinoff, P. N. (1980). *Solar energy technology handbook part A.* Marcel Decker, Inc, Edited by W.C. Dickinson y P. N.

Dueñas, C., Pilatowsky, I., Romero, R.J., Oskam, A. y Finck, A. (2001). *Dynamic study of the thermal behaviour of solar thermochemical refrigerator: barium chloride-ammonia for ice production.* Solar Energy Materials & Solar Cells 70, 401-413.

Duffie y Beckman (1991). *Solar engineering of thermal processes 2<sup>nd</sup>.ed.* John Wiley & Sons, Inc.

Eames, P. y Norton, B. (1995). *Thermal and optical consequences of the introduction of baffles into compound parabolic concentrating solar energy collectors cavities.* Solar Energy 55-2, 139-150.

Eames, P. y Norton, B. (1993). *Detailed parametric analyses of heat transfer in CPC solar energy collectors.* Solar Energy 50-4, 321-338.

Enibe, S. (1997a). *Solar refrigeration for rural applications.* Renewable Energy 12-2, 157-167.

Enibe, S. y Iloeje, O. (1997b). *Transient analysis and performance prediction of a solid absorption solar refrigerator.* Solar Energy 61-1, 43-59.

Enibe, S. y Iloeje, O. (2000). *COSSOR a transient simulation program for a solid absorption solar refrigerator.* Renewable Energy 19-3, pp. 413-434.

Erhard y Hahne (1997). *Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine.* Solar Energy 59, 4 –6, 155-162.

Erickson, D. (1990). *Intermittent solar ammonia absorption cycle (ISAAC) refrigeration for lesser developed countries.* Technical Report DOE/CE/15325-T4, Energy Concepts, Co. Annapolis, MD, USA.

Ericsson, D. (1988). *Intermittent solar ammonia absorption cycle refrigerator.* United States Patent number 4,744,224.

Estrada-Cajigal, V. (1994). *Datos de radiación solar para México.* Reporte interno LES94-0503-103, Centro de Investigación en Energía, UNAM.

Farouq, M. y Lee, Z. (2003). *Computations of the optical properties of metal/insulator-composites for solar selective absorbers*. Renewable Energy 28, 1421-1431.

Favre, R. y Leibundgut, H. (1980). *Solar-absorption cooling plant*. Klima Kaelte Ing. German 8-2, 83-88.

Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A. y Wrobel, L.C. (2002). *Modelling, simulation and warming impact assesment of a domestic-size absorption solar cooling system*. Applied Thermal Engineering 22, 1313-1325.

Fraidenraich, N., De Lima, R. De C., Tiba, C. y De S. Barbosa, E.M. (1999). *Simulation model of a CPC collector with temperature-dependent heat loss coefficient*. Solar Energy 65-2, 99-110.

García Valladares, O. (2000). *Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión*. Tesis Doctoral, Centro Tecnológico de Transferencia de Calor, Universidad Politécnica de Cataluña. España.

García-Valladares, O., Chan, J. y Hernández, J. (2003). *The evaluation of a small capacity shell and tube ammonia evaporator*. Applied Thermal Engineering 23, 2151-2167.

Ghaddar, M., Shihab, M. y Bdeir, F. (1997). *Modeling and simulation of solar asorption system performance in Beirut*. Renewable Energy 10-4, 539-558.

Goetz, V., Spinner, B. y Lepinasse, E. (1997). *A solid-gas thermochemical cooling system using  $BaCl_2$  and  $NiCl_2$* . Energy 22-1, 49-58.

Gómez, V. H. (2000) *Selección, adecuación y calibración de los instrumentos de medición para el refrigerador continuo de absorción de amoniaco-agua del Centro de*

*Investigación en Energía*. Tesis de Licenciatura, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Cuernavaca, Morelos.

Gordon, J. Editor.(2001). *Solar energy, the state of the art. ISES Position Papers. International Solar Energy Society, James & James.*

Gordon, J.M., Lasken, M. y Ries, H. (1996). *Upper bounds for the yearly energy delivery of stationary solar concentrators and the implications for concentrator optical design.* Solar Energy 58,4-6, 197-202.

Hasan, A., Goswami, D. y Vijayaraghavan, S. (2002). *First and second law análisis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source.* Solar Energy 73-5, 385-393.

Heard, C., Ayala, R. y Best, R. (1996). *An experimental comparison of an absorption refrigerator using ammonia/water and ammonia/lithium nitrate.* International Absorption Heat Pump Conference Ab-Sorption 96. Montreal, Québec.

Henning, H.M., y Hinderburg, C. (1999). *Economic study of solar assisted cooling systems.* TOSI-HMH-9905-E01, Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Germany.

Hidbrand, C., Dind, P., Pons, M y Buchter, F. (2004). *A new solar powered adsorption refrigerator with high performance.* Solar Energy 77, 311-318.

Hinojosa, J.F., Blanco, L.A., Hernández, J.R., Cabanillas, R.E. y Strachan, J.W. (1995). *Determinación de la eficiencia térmica de una hielera solar.* ANES, Memorias de la XIX Semana Nacional de Energía Solar, La Paz, Baja California, México, 421-425.

Hsieh (1981). *Thermal analysis of CPC collectors.* Solar Energy, 27-1, 19-29.

Incropera y De Witt (1999). *Fundamentos de transferencia de calor 4ª ed.* Prentice Hall México.

Infante-Ferreira, C.A. (1984). *Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions.* Solar Energy 32-2, 231-236.

ISA S75.01 (1989). *Flow equations for sizing control valves. Standards and Recommended Practices for Instrumentation and Control*, 10<sup>th</sup> ed., Vol. 2.

ISA S75.02 (1989). *Control Valve Capacity Test Procedures, Standards and Recommended Practices for Instrumentation and Control*, 10<sup>th</sup> ed., Vol. 2.

Islas, J., Manzini, F. Y Martínez, M. (2003). *Cost-benefit analysis of energy scenarios for the Mexican power sector.* Energy 28, 979-992.

Jans, G.J. (1988). *Thermodynamic and Transport Properties of Molten Salts: Correlation Equations for Critically Evaluated Density, Surface Tension, Electrical Conductance and Viscosity Data.* Journal of Physical Chemical Refrigeration Data 17 Suppl. 2.

Joudi y Lafta (2001). *Simulation of a simple absorption refrigeration system.* Energy Conversion & Management 42, 1575-1605.

Khalifa, A.N. y Al-Mutawalli, S.S. (1998). *Effect of two-axis sun tracking on the performance of compound parabolic concentrators.* Energy, Conversion & Management 39-10, 1073-1079.

Khonkar, H. y Sayigh, A. (1995). *Optimization of the tubular absorber using a compound parabolic concentrator.* Renewable Energy 6-1, 17-21.

Klanjsek Gunde M., Crnjak Orel, Z. y Hutchins, M.G. (2003). *The influence of paint dispersion parameters on the spectral selectivity of black-pigmented coatings*. Solar Energy Materials & Solar Cells 80, 239-245.

Kothdiwala, A., Eames, P. y Norton, B. (1996). *Optical performance of an asymmetric inverted absorber compound parabolic concentrating solar collector*. Renewable Energy 1-4, 576-579.

Kothdiwala, A., Eames, P., Norton, B. y Zacharopoulos, A. (1999). *Comparison between inverted absorber asymmetric and symmetric tubular-absorber compound parabolic concentrating solar collectors*. Renewable Energy 18, 277-281.

Kothdiwala, Eames, Norton y Zacharopolous (1999). *Comparison between inverted absorber asymmetric and symmetric tubular-absorber compound parabolic concentrating solar collectors*. Renewable Energy 18, 277-281.

Kreith y Kreider (1978). *Principles of solar engineering*. Hemisphere Publishing, Washington.

Lorton, R., Gilchrist, K. y Green, R. (2000). *Development and operation of a high performance 10 kW absorption chiller*. International Journal of Refrigeration 23, 572-576.

Martínez, P.J. y Pinazo, J.M. (2002). *A method for design analisis of absorption machines*. International Journal of Refrigeration 25, 634-639.

Méndez, E. (2002). *Estudio experimental del sistema termoquímico, cloruro de bario-amoníaco para el diseño, construcción e instrumentación de un sistema de refrigeración solar para la producción de hielo*. Tesis de Maestría, Centro de Investigación en Energía, UNAM, México.



Muschaweck, J., Spirkl, W., Timinger, A., Dörfler, M., Gut, M. y Kose, E. (2000). *Optimized reflectors for non-tracking solar collectors with tubular absorbers*. Solar Energy 68-2, 151-159.

OECD/IEA (2004). *Renewables information*. Organization for Economic Co-operation and Development and International Energy Agency. Paris, France.

Ortega, N., Best, R. y Rincón, E. (1998). *Aplicación de concentradores tipo CPC en refrigeración solar*. ANES, Memorias de la 22 Semana Nacional de Energía Solar, Mexicali, Baja California, 428-432.

Pettit, N.B.O, Willatzen, M. y Ploug-Sorensen, L. (1998). *A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator*. International Journal of Refrigeration 21-5, 404-414.

Pilatowsky, Geffroy, Oscos, De la Torre y Hernández (1984). *Evaluación de un prototipo experimental de un refrigerador intermitente por absorción amoniaco-agua*. ANES. Memorias de la VIII Reunión de Energía Solar, Cd. Madero, Tams.

Pilatowsky, I., Best, R., Valiente, A., Lage, J., Quinto, P., Gutiérrez, F., Hernández, J., Hieras, J. y Martínez, E. (1993). *Métodos de producción de frío*. Universidad Nacional Autónoma de México.

Rabl, A. (1976). *Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators*. Solar Energy 18, 497-511.

Rabl, A. (1985). *Active solar collectors and their applications*. Oxford University Press.

Rabl, A., Goodman y Winston, R. (1979). *Practical design considerations for CPC solar collectors*. Solar Energy 22, 373-381.

Rau, H. (1984). *Energía Solar. Aplicaciones prácticas*. Marcombo Boixareu editores, Barcelona.

Restuccia, G., Freni, A., Vasta, S. y Aristov Y. (2004). *Selective water sorbent for solid sorption chiller: experimental results and modelling*. International Journal of Refrigeration 27, 284-293.

Rivera, W. y Best, R. (1999). *Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures*. International Journal of Heat and Mass Transfer 42, 905-921.

Rivera, W. y Xicale, A. (2001). *Heat transfer coefficients in two phase flow for the water/lithium bromide mixture used in solar absorption refrigeration systems*. Solar Energy Materials & Solar Cells 70, 309-320.

Rohsenow y Hartnett. (1973). *Handbook of heat transfer*. Mc Graw Hill Book Co.

Rönnelid, M., Perers, B. y Karlsson, B. (1996). *Construction and testing of a large-area CPC-collector and comparison with a flat plate collector*. Solar Energy 57-3, 177-184.

Smyth, M., Zacharopoulos, A. y Eames & Norton, P.C.(1999). *An experimental procedure to determine solar energy flux distributions on the absorber of line-axis compound parabolic concentrators*. Renewable Energy 16, 761-764.

Suzuki, A. y Kobayashi, S. (1995). *Yearly distributed insolation model and optimum design of a two dimensional compound parabolic concentrator*. Solar Energy 54-5, 327-331.

Tamainot-Telto, Z. y Critoph, R.E. (1999). *Solar sorption refrigerator using a CPC collector*. Renewable Energy 16, 735-738.

Tamainot-Telto, Z. y Critoph, R. E. (1997). *Adsorption refrigerador using monolithic carbon-ammonia pair*. International Journal of Refrigeration 20-2, 146-155.

Tesfamichael, T., Hoel, A., Niklasson, G., Wäckelgard, E., Gunde, M. y Orel, Z. (2001). *Optical characterization method for black pigments applied to solar-selective absorbing paints*. Applied Optics 40-10, 1672-1681.

Tripanagnostopoulos, Y. y Yianoulis, P. (1996). *CPC solar collectors with multichannel absorber*. Solar Energy 58, 1-3, 49-61.

Tripanagnostopoulos, Y., Yianoulis, P., Papaefthimiou, S., Souliotis, M. y Nousia, Th. (1999). *Cost effective asymmetric CPC solar collectors*. Renewable Energy 16, 628-631.

Turrini, E. (1999). *El camino del sol*. Cubasolar.

Valdés (1986). *Concentradores solares tipo canal parabólica*. Tesis

Van de Ven (1999). *Absorption machines for future energy systems*. International Journal of refrigeration, Vol. 22, pp. 244.

Velázquez, N. (2002). *Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar*. Tesis Doctoral. UNAM, México, D.F.

Venegas, M., Izquierdo, M., Rodríguez, P. y Lecuona, A. (2004). *Heat and mass transfer during absorption of ammonia vapour by  $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$  solution droplets*. International Journal of Heat and Mass Transfer 47, 2653-2667.

Venegas, M., Rodríguez, P., Lecuona, A. e Izquierdo, M. (2005). *Spray absorbers in absorption systems using lithium nitrate-ammonia solution*. International Journal of Refrigeration 28, 554-564.

Wang, L.W., Wang, R.Z., Wu, J.Y., Xia, Z.Z. y Wang, K. (2005). *A new type adsorber for adsorption ice maker on fishing boats*. Energy Conversion and Management 46, 2301-2316.

Wazwaz, A., Salmi, J., Hallak, H. y Bes, R. (2002). *Solar thermal performance of a nickel-pigmented aluminium oxide selective absorber*. Renewable Energy 27, 277-292.

Wijeysundera, N. (1997). *Thermodynamic performance of solar-powered ideal absorption cycles*. Solar Energy 61-5, 313-319.

Winston, R. y Hinterberger (1975). *Principles of cylindrical concentrators for solar energy*. Solar Energy 17, 255-258.

Winston, R. (1974). *Principles of solar concentrators of a novel design*. Solar Energy 16, 89-95.

WMO (1983). *Guide to Meteorological Instruments and Methods of Observation 5<sup>th</sup> edition*. World Meteorological Organization, Geneva, Switzerland.

Worsoe-Schmidt, P. (1978). *A solar powered solid-absorption refrigeration system*. International Conference on the Application of Solar Energy, Haifa, Israel.

Yadav, Y.P., Yadav, A.K., Anwar, N., Eames, P.C. y Norton, B. (1996). *The fabrication and testing of a line-axis compound parabolic concentrator solar energy collector*. Renewable Energy 9-1a1 4, 572-575.

Yattara, A., Zhu, Y. y Ali, M. (2003). *Comparision between solar single-effect and single-effect double-lift absorption machines*. Applied Thermal Engineering 23, 1981-1992.

Yueyan, S. y Xiaoji, Y. (1999). *Selective absorbing surface for evacuated solar collectors tube*. Renewable Energy 16, 632-634.

Ziegler, F. (2002). *State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies*. International Journal of Refrigeration 25, 450-459.

[www.geocities.com/edu112ve/gases.html](http://www.geocities.com/edu112ve/gases.html)

[www.swagelok.com.mx/downloads/webcatalogs/MS-06-84.pdf](http://www.swagelok.com.mx/downloads/webcatalogs/MS-06-84.pdf)