

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**“Diseño y Construcción de un Refrigerador Solar por
Absorción de Tipo Intermitente, para una Capacidad de
Enfriamiento de 10 W”**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Richard Alexis Boas Matamoros

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO: 2004

AGRADECIMIENTO

A todas aquellas personas que de una u otra forma colaboraron en la realización de este trabajo, especialmente al Ing. Marco Pazmiño quien con su apoyo como Director de Tesis encaminó el presente a su culminación .

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES: JORGE Y

FANNY

A MIS HERMANAS: JEANETTE Y

JACQUELINE

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Alfredo Torres G.
PRESIDENTE

Ing. Marco Pazmiño B.
DIRECTOR DE TESIS

Dr. Alfredo Barriga R.
VOCAL

Ing. Jorge Duque R.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

Richard Boas Matamoros.

RESUMEN

En los últimos años se ha intensificado la búsqueda de tecnologías que permitan aprovechar la energía de fuentes renovables, los motivos son algunos, tales como el alto costo de la energía convencional, la escasez de electricidad en sitios apartados de las zonas urbanas, así como también los problemas ambientales que trae consigo la producción de energía por medio de la combustión de combustibles fósiles.

El Ecuador por su posición geográfica, es un sitio privilegiado para el aprovechamiento de las fuentes no convencionales de energía, especialmente de la energía solar, pues es un recurso que está presente en todo el transcurso del año en gran cantidad y con poca variabilidad, y que se lo podría utilizar tanto en las zonas urbanas para el ahorro de energía eléctrica, como en las zonas rurales para la generación de la misma

Dentro de las aplicaciones de la Energía Solar, la producción de frío es una de las más importantes e interesantes debido al reto tecnológico que implica desarrollar sistemas de este tipo, además el hecho de que en esta aplicación coincidan la disponibilidad con la necesidad, es decir, que a un mayor flujo de energía radiante incidente en un determinado lugar, se producirá mayores temperaturas ambientales y por lo tanto se requerirá de la

refrigeración o enfriamiento, esto sin duda hace muy atractivo el desarrollo de este tipo de tecnología

Ante tal situación, en esta tesis se propone desarrollar un equipo de enfriamiento por absorción de tipo intermitente para una capacidad de 10 W, que utilice como única fuente de energía la radiación solar, asimismo se pretende que este prototipo sea de bajo costo.

El concepto de diseño que se empleará, es el de un refrigerador intermitente, con la finalidad de prescindir de bombas u otros dispositivos mecánicos que demanden consumo de energía eléctrica; lo que se busca primordialmente es que el sistema funcione en zonas apartadas que carezcan de servicio eléctrico pero que a su vez posean buena irradiación

Estudios anteriores a este trabajo, han propuesto equipos de este tipo, pero finalmente no se ha podido construir refrigeradores de ciclo de absorción que empleen energía solar sino que se ha reemplazado esta energía por resistencias eléctricas, en este proyecto se pretende conseguir este objetivo.

Como primer paso para la realización de este estudio será estimar la radiación solar incidente en Guayaquil ya que es el lugar donde se construirá el prototipo, se lo hará de una manera teórica utilizando las relaciones geométricas y experimentales existentes, esto servirá fundamentalmente para el diseño del colector solar y para determinar el área del mismo, luego se procederá al diseño de los restantes componentes del

sistema que son el evaporador y el condensador de acuerdo con la potencia de enfriamiento solicitada.

Una vez realizado el diseño total del equipo se procederá a su construcción y posteriormente a su experimentación y análisis . Finalmente se elaborará las conclusiones correspondientes una vez finalizados los ensayos y también se darán las recomendaciones respectivas.

Con este proyecto se espera contribuir en el desarrollo de una de las aplicaciones de la energía solar, que beneficiaría especialmente a gente que vive en lugares aislados y que no cuenta con equipos que permitan conservar ya sea sus alimentos, medicinas, vacunas, etc. a una temperatura idónea, que evite su descomposición

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	VI
ÍNDICE GENERAL	IX
ABREVIATURAS	XII
ÍNDICE DE FIGURAS	XIV
ÍNDICE DE TABLAS	XV
ÍNDICE DE PLANOS	XVI
INTRODUCCIÓN	1

CAPITULO 1.

1.	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	
1.1	Principio de funcionamiento de un refrigerador por absorción.	2
1.2	Sistemas de enfriamiento por absorción intermitente y continuo	5
1.3	Mezclas de trabajo en los equipos de absorción	7
1.4	Justificación de la mezcla de trabajo seleccionada	10
	1.4.1 Propiedades de la mezcla seleccionada	12
1.5	Descripción del sistema por absorción utilizado en el Prototipo	16

CAPITULO 2.

2. ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR

2.1	La constante solar	21
2.2	Tipos de radiación y sus relaciones geométricas	23
2.3	Estimación de la radiación solar para la ciudad de Guayaquil en un día despejado	33
2.4	Análisis de resultados	40

CAPITULO 3

3. CALCULO Y DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO

3.1	Consideraciones preliminares	45
3.2	Balance de materia y energía para el sistema	49
3.3	Calculo del rendimiento teórico	70
3.4	Diseño del colector solar	73
3.5	Diseño del evaporador.....	89
3.6	Diseño del condensador.....	92
3.7	Selección de válvulas e instrumentos de medición.....	97
3.8	Dimensionamiento de tuberías.....	98

CAPITULO 4.

4.	CONSTRUCCIÓN Y EXPERIMENTACIÓN DEL PROTOTIPO	
4.1	Materiales usados en la construcción.....	101
4.2	Costos	102
4.3	Montaje y puesta en marcha.....	104
4.4	Experimentación de los componentes del prototipo	
4.4.1	Evaporador.....	107
4.4.2	Condensador.....	108
4.4.3	Colector solar.....	109
4.5	Curvas de funcionamiento.....	110
4.6	Resultados y Análisis.....	116
4.7	Determinación del rendimiento real.....	120
4.8	Comparación del rendimiento teórico con el rendimiento real ..	121

CAPITULO 5

5.	CONCLUSIONES y RECOMENDACIONES.....	123
----	-------------------------------------	-----

	APÉNDICES.....	127
--	----------------	-----

	BIBLIOGRAFÍA	136
--	--------------------	-----

ABREVIATURAS

A	Área
A_c	Área colector
b	Espesor de aislamiento
b_v	Espesor de aislamiento de las paredes verticales
b_{hs}	Espesor de aislamiento de la pared superior
b_{hi}	Espesor de aislamiento de la pared inferior
b_p	Espesor de aislamiento promedio
C_p	Calor específico.
C_{PF}	Calor específico de la solución
COP	Coefficiente de performance
D	Diámetro exterior
d_i	Diámetro interior
F	Factor de corrección
G_{cs}	Constante solar
G_{ns}	Irradiancia solar extraterrestre sobre un plano normal
G_{NR}	Irradiancia solar no reducida.
G_{Fluido}	Flujo másico por unidad de superficie
H_o	Irradiación solar no reducida
H_p	Irradiación global reducida
$H_{p,b}$	Irradiación directa
$H_{p,d}$	Irradiación difusa.
h	Entalpía
h_e	Coefficiente de convección exterior
$h_{cF,}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección en la interfase tubo fluido del colector solar
I_p	Irradiancia promedio
K	Conductividad
K_{ais}	Conductividad del aislante
M	Altura del colector, masa
m	Flujo másico
m_{ref}	Flujo másico de refrigerante
N	Duración astronómica del día, número de cubiertas del colector, número de aletas
Nu	Número de Nusselt
n	Número de día del año, promedio de horas de sol brillante
P	Presión, perímetro
Pr	Número de Prandtl
Q	Ganancia de calor.
Q_T	Carga total de enfriamiento
Q_c	Flujo de calor por la condensación
Q_s	Energía suministrada al generador
Q_R	Energía disipada por el absorbedor
Q_{incd}	Energía total incidente absorbido por el colector
Q_U	Energía útil que el colector transmite al fluido
Q_L	Energía que se pierde en el colector solar
q_{conv}	Transferencia de calor por convección

q_{cond}	Transferencia de calor por conducción
Ra	Número de Rayleigh,
Re	Número de Reynolds
r_e	Radio exterior
r_i	Radio interior
T_{si}	Temperatura de la superficie interior
T_{se}	Temperatura de la superficie exterior
T_α	Temperatura del medio exterior
T_{fi}	Temperatura final inferior.
T_f	Temperatura de película
T_m	Temperatura promedio
T_o	Temperatura del sumidero
T_e	Temperatura en el evaporador
T_g	Temperatura del generador
T_p	Temperatura promedio de la placa colectora
T_a	Temperatura ambiental, temperatura de absorción
T_{pared}	Temperatura de pared
U_L	Coeficiente global de pérdidas de calor del colector.
U_c	Coeficiente de pérdida de calor por convección y radiación del colector
U_b	Coeficiente de pérdida de calor por conducción en el colector solar
V	Volumen, velocidad
v	Volumen específico
W	Espaciamiento entre tubos del colector solar
X	Concentración de la solución
X_M	Concentración molal de la solución
X_W	Concentración en función de masa de la solución
α	Altitud del sol, difusidad térmica
α_s	Factor de corrección de la radiación incidente
β	Inclinación de la superficie, coeficiente de expansión térmica
ΔS	Variación de entropía
ΔT_{mL}	Temperatura media logarítmica
δ	Declinación solar, espesor de la placa colectora
ε	Emisividad
ϕ	Latitud del lugar
Γ	Angulo Acimutal
Γ_s	Angulo Acimutal del sol
η_f	Eficiencia de la aleta
μ	Viscosidad dinámica
ρ_d	Reflectancia difusa
Θ	Angulo de incidencia
Θ_Z	Angulo cenital
ω	Angulo horario
ω_T	Velocidad de rotación de la tierra.
ν	Viscosidad cinemática

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1	Sistema de refrigeración por absorción	3
Fig. 1.2	Sistema de refrigeración solar de tipo intermitente	19
Fig. 2.1	Relaciones Angulares.....	27
Fig. 2.2	Radiación solar global.....	41
Fig. 2.3	Radiación global, directa y difusa	44
Fig. 3.1	Pared isotérmica con su circuito térmico equivalente.....	51
Fig. 3.2	Diagrama presión-temperatura-concentración de la solución en el proceso de generación y absorción.....	61
Fig. 3.3	Carta del agua amoniacal	64
Fig. 3.4	Diagrama temperatura-presión- concentración de la solución (parámetros de diseño).....	65
Fig. 3.5	Balance de materia y energía del generador.....	66
Fig. 3.6	Balance de materia y energía para el absorbedor.....	68
Fig. 3.7	Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular	96
Fig. 4.1	Refrigerador solar.....	105
Fig. 4.2	Vista posterior del prototipo.....	105
Fig. 4.3	Suministro de agua al sistema	106
Fig. 4.4	Suministro de amoniaco al sistema.....	106
Fig. 4.5	Comportamiento de la temperatura en el evaporador (cámara secundaria)	111
Fig. 4.6	Comportamiento de la temperatura en el evaporador (cámara principal).....	112
Fig. 4.7	Comportamiento de la temperatura en el colector solar (absorbedor-generador).....	113
Fig. 4.8	Comportamiento de la presión en el colector solar (absorbedor-generador).....	114
Fig. 4.9	Presión vs Temperatura en el colector solar (absorbedor – generador).....	115

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA I.	Datos de nubosidad y heliofanía para la ciudad de Guayaquil	34
TABLA II.	Radiación solar no reducida para la ciudad de Guayaquil....	36
TABLA III.	Radiación solar global para la ciudad de Guayaquil.....	38
TABLA IV.	Radiación difusa y radiación directa para la ciudad de Guayaquil.....	39
TABLA V.	Datos meteorológicos de la ciudad de Guayaquil.....	48

INDICE DE PLANOS

Plano 1.	Colector solar de placa plana.....	133
Plano 2.	Refrigerador (evaporador).....	134
Plano 3.	Condensador	135

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se realiza un estudio quizá de una de las aplicaciones mas interesantes del uso de la energía solar, que es la producción u obtención de frío mediante el aprovechamiento de este recurso , es por ello, que el objetivo principal que se ha trazado es el diseño y la construcción de un refrigerador cuya fuente de energía sea la radiación solar, y con esto aportar para el desarrollo de tecnologías que fomenten la utilización de las llamadas energías limpias o renovables.

En el primer capitulo se define el sistema que se usará para la construcción del refrigerador solar y también la mezcla de trabajo elegida con un análisis de sus respectivas propiedades, en el segundo capitulo se realiza la estimación de la radiación solar para la ciudad de Guayaquil lo que permite conocer el recurso energético con el que se dispone, en el capitulo tercero se muestra el diseño de cada uno de los componentes del prototipo para las condiciones de operación, en el cuarto capitulo se detallan los materiales que se utilizaron con su respectivo costo, se explica el montaje del equipo y seguidamente se describe el proceso de experimentación; finalmente en el capitulo quinto se da a conocer las conclusiones a la que se pudo llegar luego del respectivo análisis de las pruebas y posteriormente se proporciona las recomendaciones que se creen necesarias.

CAPITULO 1

1. TEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

1.1. Principio de funcionamiento de un refrigerador por absorción

El sistema de refrigeración por absorción, patentado en Estados Unidos en 1866 por el francés Ferdinand Carré, es muy similar al sistema de refrigeración vapor-compresión, en donde un refrigerante volátil alternativamente se vaporiza a baja presión absorbiendo calor de la sustancia que esta siendo enfriada y se condensa a presión alta entregando calor al medio condensante, pero la principal diferencia entre estos dos sistemas es la fuerza impulsora que hace circular al refrigerante a través del sistema y que proporciona el diferencial de presión para los procesos de evaporación y condensación

El ciclo de absorción sustituye el compresor utilizado en el ciclo vapor-compresión por el conjunto absorbedor-generador que a diferencia del compresor emplea energía térmica para su funcionamiento y que se la puede obtener ya sea , quemando

gas o algún otro combustible, o utilizando fuentes de energía renovables tales como la solar o geotérmica.

Los componentes básicos de un sistema de absorción son: *evaporador y absorbedor*, localizados en el lado de baja presión, *generador y condensador*, que están situados en el lado de alta presión del sistema, una válvula de expansión, una bomba y además se emplean dos fluidos, un refrigerante y un absorbente. En la figura 1.1., se muestra un sistema simple de absorción.

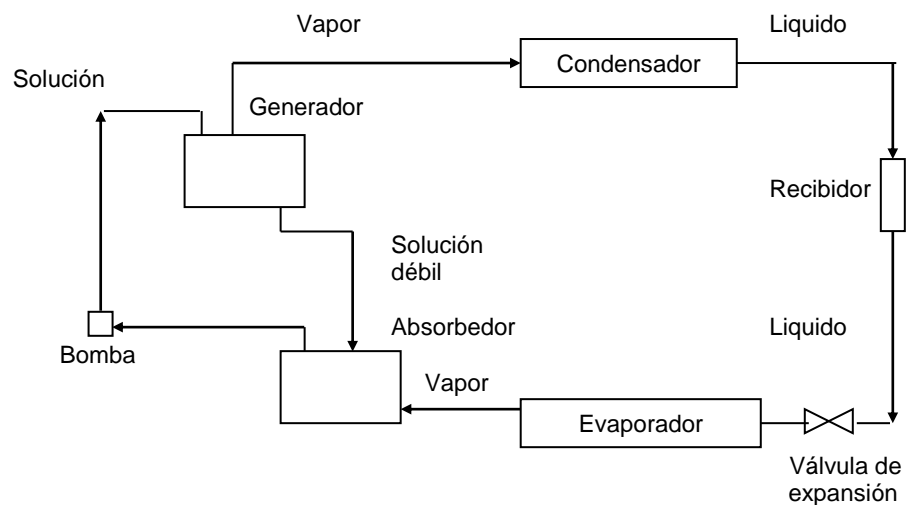


Fig 1.1. Sistema de refrigeración por absorción

El sistema opera de la siguiente manera: El refrigerante líquido proveniente del condensador pasa a través de la válvula de expansión, la cual reduce la presión hasta la requerida en el evaporador, el fluido refrigerante se vaporiza absorbiendo

calor del medio que va ser enfriado, y luego es conducido por medio de un conducto no restringido hacia el absorbedor donde el vapor del refrigerante es absorbido por medio de una reacción exotérmica por un líquido (absorbente), el resultado es una mezcla líquida, a medida que el vapor refrigerante es disuelto en la solución absorbente disminuye el volumen del refrigerante produciéndose la compresión y el calor de absorción es liberado a los alrededores con el fin de mantener la temperatura lo mas baja posible ya que la eficiencia del absorbedor aumenta en medida que se reduce la temperatura de la solución absorbente , pero a la vez ésta tiene que ser mayor a la temperatura del sumidero para que se pueda producir la disipación de calor

Debido a que el absorbedor se encuentra en el lado de baja presión y el generador de el lado de alta presión, la solución fuerte obtenida en el absorbedor es bombeada hacia el generador, es preciso notar, que mientras la presión de la solución absorbente aumenta al ser bombeada, no se tendrá compresión del refrigerante en este proceso, ya que la compresión del refrigerante se efectúa en el absorbedor.

En el generador, el refrigerante es separado del absorbente mediante el calentamiento de la solución que produce la vaporización del refrigerante, este vapor es conducido hacia el condensador donde se licua y esta listo para continuar nuevamente con el ciclo. La solución absorbente débil que se obtiene en el generador es regresada al absorbedor a través de una válvula reductora de presión; así de esta manera se cumple el ciclo tanto del fluido refrigerante como de la solución absorbente.

Un sistema de absorción mas completo, utiliza un intercambiador de calor entre el generador y el absorbedor , esto es con la finalidad de aprovechar el calor que posee la solución débil proveniente del generador y que serviría para precalentar la solución fuerte que es bombeada desde el absorbedor y de este modo se disminuye la energía que tiene que ser suministrada al generador.

1.2. Sistema de enfriamiento por absorción intermitente y continuo.

Un sistema de enfriamiento intermitente es aquel que proporciona enfriamiento cada cierto tiempo en el transcurso de su funcionamiento, esto involucra que el equipo esté

continuamente funcionando pero el efecto refrigerante sea periódico. El ciclo que se cumple es idéntico al que se describió anteriormente, es decir que existen los procesos de condensación, evaporación, absorción y regeneración. Este sistema se caracteriza fundamentalmente porque el ciclo termodinámico de la refrigeración por absorción se lo realiza separadamente, 1) proceso de generación y condensación, y 2) proceso de refrigeración y absorción, esto se logra con el manejo de válvulas que permiten o impiden el paso de los fluidos

El enfriamiento por absorción intermitente constituye una alternativa para la construcción de un refrigerador que utilice energía solar, que es lo se pretende en este proyecto, como fuente energía, ya que por su naturaleza discontinua, solamente puede ser aprovechada durante pocas horas del día.

Como una acotación, el sistema de enfriamiento por absorción intermitente se ha dirigido principalmente a la refrigeración para la conservación de alimentos, vacunas, etc, mas que a los sistemas de climatización, precisamente por su carácter de intermitente

Un sistema de absorción continuo, al contrario de el sistema intermitente, produce el efecto de enfriamiento siempre que las condiciones de la cámara así lo indiquen, para ello es necesario una fuente de calor continua para el funcionamiento de el generador, que se la puede obtener de la combustión de combustibles, utilizando vapor de desecho de algún proceso industrial o también utilizando energía solar pero para ello es necesario un sistema de almacenamiento de energía.

El ciclo de un refrigerador continuo es el mismo que el descrito en la sección 1.1., pero para su mejor eficiencia u operación se agrega un intercambiador de calor entre el absorbedor y generador como se mencionó anteriormente y además otros dispositivos colocados después del generador que sirven fundamentalmente para purificar el vapor de refrigerante que va hacia el condensador, estos dispositivos toman el nombre de analizador y rectificador

Los sistemas de absorción continuos podrían ser muy bien utilizados para la climatización de ambientes, siempre y cuando se tenga una fuente de energía barata que disminuya el costo de operación y que sea económicamente rentable en comparación con el tradicional sistema de vapor compresión

1.3. Mezclas de trabajo en los equipos de absorción

El sistema de refrigeración por absorción trabaja generalmente con dos sustancias, en donde una es el fluido refrigerante y la otra es el medio de absorción. Se han estudiado algunas mezclas y de acuerdo a las características, condiciones de operación así como también la ubicación del equipo, se pueden aprovechar sus propiedades para un mejor rendimiento. Algunas de estas mezclas donde el primer elemento es el refrigerante y el segundo elemento es el absorbente, son:

- *Agua / Bromuro de Litio*. Esta mezcla puede ser utilizada en los sistemas de aire acondicionado de viviendas y edificios, no es apropiada en aplicaciones donde la temperatura del evaporador sea menor a cero . Sus principales desventajas son los problemas de cristalización de la sal, que limita de forma significativa la temperatura de operación del absorbedor, y por otro lado, su alto nivel de corrosión principalmente a temperatura elevada.
- *Agua / hidróxidos sódico, potásico y de cesio*. Su principal punto de interés reside en el incremento sustancial de la temperatura de operación del absorbedor respecto al

sistema Agua-Bromuro de Litio. Su principal desventaja es su poder corrosivo, sobre todo a temperaturas elevadas.

- *Amoniaco /Agua*. Los sistemas que utilizan esta combinación son muy usados en refrigeradores domésticos y en sistemas comerciales e industriales donde la temperatura del evaporador es cero o menor. Su principal desventaja es la necesidad de rectificación, debido a que cuando el refrigerante sale del generador, este contiene apreciables cantidades de vapor de agua; otra desventaja es su incompatibilidad con el cobre.
- Metanol / Bromuro de Litio. Con esta combinación se pueden obtener temperaturas inferiores a 0 °C, ya que el metanol lo permite, además, no presenta problemas de cristalización en el absorbedor en las condiciones habituales de operación. La desventaja de esta mezcla es que es inestable a temperatura elevada.
- HFC e hidrocarburos halogenados. Sus principales ventajas eran la compatibilidad con los materiales, un nivel de presiones aceptable, y una gran variedad de posibles absorbentes su interés se truncó al ser considerados como los causantes del deterioro de la capa de ozono.

- Fluidos orgánicos.. Las principales ventajas de estos fluidos son el gran número de posibles pares de trabajo, junto a la buena tolerancia que presentan con la mayor parte de los materiales constructivos. No obstante, dichos fluidos suelen tener unas propiedades de transporte bastante deficientes, además de poseer una limitación en la temperatura de operación del generador por motivos de estabilidad.

1.4. Justificación de la mezcla de trabajo seleccionada.

Con el fin de optimizar la selección de la mezcla que va ser utilizada en el refrigerador solar por absorción de tipo intermitente, hay que tomar en cuenta varios factores y requisitos que tiene que cumplir, así:

- Propiedades térmicas y de transmisión de calor, que juegan un papel fundamental en la concepción, y rendimiento del equipo
- Propiedades físicas, químicas, medioambientales y fisiológicas, que determinan la elección de los materiales y las medidas que permiten garantizar la seguridad de los equipos y de las personas.

- Condiciones de operación, es decir la temperatura que se requiere en el evaporador , así como también el servicio que se va prestar ya sea para refrigeración o enfriamiento de productos, o climatización de ambientes
- Disponibilidad y costo de las sustancias y materiales que serán utilizados.

Tomando en cuenta todos estos factores la mezcla seleccionada es la de Amoniacó / Agua, fundamentalmente por las excelentes propiedades térmicas y de transmisión de calor que posee el amoniacó como refrigerante, la gran afinidad que tiene el absorbente agua con el vapor de amoniacó, además de ser ambos elementos mutuamente solubles en un rango muy amplio de condiciones de operación y no presentar el problema de cristalización.

La mezcla Amoniacó / Agua ha tenido excelentes resultados en equipos de absorción domésticos e industriales donde la temperatura requerida es cercana o menor a 0°C, para el refrigerador solar que será construido, se pretende obtener una temperatura alrededor de los 6 °C, para lo cual la combinación puede ser muy bien utilizada.

La disponibilidad y el bajo costo del agua y del amoniaco en comparación con otras mezclas, es un factor de mucha importancia, ya que se pretende que la construcción del equipo sea lo mas económica posible.

La desventaja de utilizar el amoniaco como refrigerantes es que éste es tóxico, pero como el equipo que será construido es para el enfriamiento y conservación de productos, no habrá problemas para su uso, además el amoniaco es de fácil detección lo que permite corregir cualquier falla o detener el funcionamiento del equipo para evitar fugas mayores que contaminen el ambiente o que atenten contra la seguridad de las personas

El amoniaco no es compatible con los compuestos cuprosos, esto se debe considerar para elegir el material de los equipos por donde fluirá, generalmente se utiliza compuestos ferrosos o de aluminio.

En definitiva, la mezcla Amoniaco / agua, es una buena opción para los sistemas de absorción, y que se puede utilizar para el funcionamiento del refrigerador solar de tipo intermitente.

1.4.1. Propiedades de la mezcla seleccionada

Para el análisis de las propiedades de los fluidos utilizados, se procede a dividir el sistema en dos partes, la primera donde el amoníaco se considera en estado puro, que es durante la condensación y evaporación, y la segunda donde el amoníaco está absorbido por el agua que es en el absorbedor y generador, a esta sustancia se la llamará agua amoniacal.

El amoníaco tiene algunas propiedades que lo hacen un excelente refrigerante, se pueden citar las siguientes:

- Alto calor latente de vaporización por unidad de masa, lo que hace que se requiera una menor cantidad de refrigerante
- El peso molecular del amoníaco es bastante bajo en comparación con otros refrigerantes, esto da como resultado pequeñas densidades y viscosidades, lo que trae consigo que se puedan obtener mejores coeficientes de transmisión de calor

- Alta conductividad térmica, que sin duda mejora también los coeficientes de transmisión de calor
- Posee una temperatura crítica elevada de 132.3°C ,. lo que marca una diferencia notoria entre la temperatura crítica y las de condensación que generalmente se utilizan.

El agua amoniacal puede variar en concentración de agua pura (0 por ciento de concentración) hasta hidróxido de amonio (100 por ciento de concentración), la concentración es expresada como la cantidad de amoniaco presente en la solución.

Cuando la solución de agua amoniacal se encuentra a una temperatura y presión determinada, su concentración no varía, esto debe ser considerado al momento del diseño del absorbedor y generador. Cabe mencionar que el efecto de aumentar la presión, aumenta la concentración, mientras que al incrementar la temperatura se tiene el efecto contrario, precisamente esto se aprovecha para la regeneración del amoniaco, es decir, al calentar la solución sin el correspondiente incremento de la

presión será inevitable la separación del amoníaco y la disminución de la concentración de la solución restante.

La absorción de amoníaco por agua o por la solución de agua amoniacal de baja y media concentración, esta acompañada por la disipación de calor que es producto de la reducción del volumen del amoníaco al ser absorbido y del cambio de energía interna de la solución. La magnitud del el calor de absorción que es instantáneo depende de la concentración de el solvente, se lo puede expresar de la siguiente manera, donde X es la concentración de la solución:

$$q = 345 - 250 X - 2550 X^3$$

Es preciso mencionar que para concentraciones mayores a 45% el calor de absorción es considerado cero.

Para determinar las entalpías de la mezcla, que es lo que interesa para el diseño tanto del absorbedor como del generador, generalmente se considera que la entalpía del agua amoniacal, es la suma de la

entalpía de los líquidos componentes a la temperatura de la solución , menos el calor de absorción, es decir:

$$h_{solucion} = Xh'_f + (1 - X)h''_f - Xq_{absorc}$$

donde h'_f es la entalpía de amoniaco liquido y h''_f es la entalpía del agua pura, estos valores se los puede obtener de las tablas de propiedades de amoniaco y agua respectivamente.

Otro aspecto importante que es necesario determinar es el volumen especifico de la solución que no precisamente es la suma de los volúmenes individuales de los líquidos constituyentes sino que aproximadamente es el volumen de el agua presente en la solución mas el 84 % de el volumen de amoniaco liquido presente, es decir:

$$v_{sol} = 0.84Xv'_f + (1 - X)v''_f$$

donde v'_f es el volumen especifico de amoniaco liquido y v''_f es el volumen especifico del agua pura

En la figura 3.3, se presenta la grafica presión-temperatura para concentración molales de equilibrio, del agua amoniacal.

1.5. Descripción del sistema por absorción utilizado en el prototipo.

El objetivo de este proyecto es construir un refrigerador que utilice como fuente de energía la radiación solar, para ello se ha decidido que sea de ciclo intermitente con la finalidad de aprovechar este recurso durante las horas hábiles y prescindir de algún sistema de almacenamiento, que aumentaría el costo del equipo, además que la capacidad del equipo es pequeña y que bien se la podría satisfacer de manera indirecta cuando el sistema no proporcione el efecto refrigerante.

Otra ventaja que ofrece el sistema de absorción intermitente es que se omite el uso de la bomba propuesto en el ciclo continuo, de esta manera se economiza la energía que sería necesaria para impulsar dicho dispositivo.

Es preciso aclarar, que el diseño del sistema de absorción por ser de carácter intermitente, el efecto refrigerante solamente se lo obtendrá durante la noche y el proceso de regeneración se lo realizará durante el día.

El equipo esta básicamente compuesto de los siguientes elementos:

- Colector solar de placa plana
- Condensador
- Válvula de expansión
- Evaporador

El colector solar de placa plana contiene en su interior la solución amoniaca y cumple dos funciones esenciales: la primera como absorbedor, durante la noche, cuando recibe los vapores provenientes del evaporador, y la segunda como generador, durante el día, que es cuando capta la energía térmica proveniente del sol para la regeneración del amoniaco.

El condensador, recibe los vapores de amoniaco provenientes del generador a presión y temperatura determinados por las condiciones del sistema y procede a condensarlos

La válvula de expansión, controla el paso de refrigerante del condensador hacia el evaporador, además separa las zonas de alta y baja presión

El evaporador, como se menciono anteriormente solamente trabaja durante las noches y una vez que las condiciones de

temperatura y presión en el colector sean las correctas para que el amoniaco luego de evaporarse pueda llegar hacia él, y se pueda continuar con el proceso de absorción

En la figura 1.2, se muestra los componentes del sistema y luego se procede a detallar el funcionamiento del equipo.

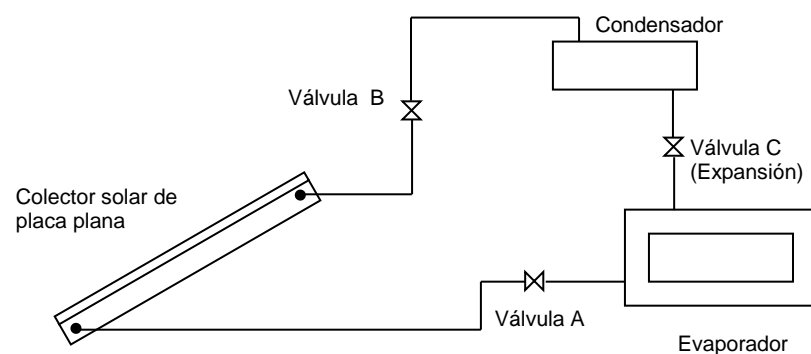


Fig. 1.2. Sistema de refrigeración solar de tipo intermitente

Durante las horas que se pueda aprovechar la energía solar (aprox. 10 am - 4 pm), la válvula B permanece abierta y las válvulas A y C, cerradas. La solución fuerte que se encuentra en el colector durante las primeras horas de la mañana, poco a poco empieza a perder su concentración a las condiciones de temperatura y presión necesarias, debido al suministro de

calor, el vapor de amoníaco desprendido es conducido al condensador

En la noche, se cierra la válvula B, y se abren las válvula A y C, el líquido de amoníaco del condensador pasa a través de la válvula de expansión (C), al evaporador , extrae el calor de la cámara y se evapora, finalmente este vapor pasa al colector, que ahora esta haciendo las veces de absorbedor y de esta manera se completa el ciclo.

Para mantener la temperatura de la cámara durante las horas del día, se ha dispuesto una cámara auxiliar entre la cámara principal y las paredes de aislamiento, que contiene agua, ésta se usa como refrigerante secundario, permitiendo mantener las condiciones requeridas en el enfriador todo el tiempo.

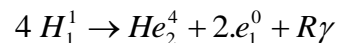
CAPITULO 2

2. ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR

2.1. La constante solar

El sol es una esfera gaseosa con un diámetro de 1.392×10^6 kilómetros, una masa de 1.9891×10^{30} kilogramos, una luminosidad de 3.83×10^{26} Watts, situada a una distancia promedio de 149.6 millones de kilómetros de la tierra.

El sol se compone principalmente de un 90% de hidrógeno, 7% de helio y 3% de elementos pesados (metales). Genera su energía por procesos de fusión nuclear, tomando 4 átomos de hidrógeno para formar uno de helio, por este proceso, el 0.73% de la materia se transforma en energía y que se manifiesta en forma de rayos gamma, así:



La energía obtenida en el núcleo del sol interactúa con la materia solar en su desplazamiento hacia su superficie externa para, desde allí ser radiada al espacio, en este proceso aparecen fenómenos convectivos y radiativos, así como

también sucesivas emisiones, absorciones y rerradiaciones en las sucesivas capas de gases, dando lugar a un espectro de emisión continuo. Así, para efectos prácticos, el sol puede ser considerado como un cuerpo negro que radia a una temperatura próxima a los 6000 °K.

La radiación emitida por el sol y las relaciones espaciales con la tierra, conducen a una intensidad de radiación en el limite exterior de la atmósfera terrestre prácticamente constante, que es lo que se conoce como constante solar y que se define como: “La energía incidente por unidad de tiempo sobre una superficie de área unitaria, y orientada perpendicularmente a la dirección de propagación de la radiación, y que esté colocada a la distancia media entre el limite exterior de la atmósfera terrestre y el sol, cuyo valor es 1353 W/m^2 “

Como una acotación de la radiación incidente al borde de la atmósfera, el 7% de la energía, 95 W/m^2 , corresponde al intervalo de longitudes de onda inferiores a $0,38 \mu\text{m}$ (ultravioleta), el 47,3%, 640 W/m^2 , a longitudes de onda comprendidas entre $0,38$ y $0,78 \mu\text{m}$ (visible) y el 45,71%, 618 W/m^2 restante a longitudes de onda superiores a $0,78 \mu\text{m}$ (infrarrojo),

La intensidad de la radiación solar extraterrestre varía entre 1398 W/m² en el perihelio (3 de enero) y 1310 W/m² en el afelio (6 de julio), esta oscilación es del orden del $\pm 3.35\%$ anual y se debe fundamentalmente a la órbita que describe la tierra alrededor del sol.

La ecuación que describe el flujo de energía sobre un plano normal a la radiación solar extraterrestre, a lo largo del año es:

$$G_{ne} = G_{cs} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360.n}{365} \right)$$

donde, G_{sc} es la constante solar y n es el número de día del año.

2.2. Tipos de radiación y sus relaciones geométricas.

La energía que alcanza la superficie terrestre, no es la misma que se tiene en la superficie externa de la atmósfera (constante solar), y no es precisamente por el espesor de la atmósfera, que es demasiado pequeño en relación a la distancia tierra-sol, sino es por los efectos de reflexión, difusión y absorción de la materia atmosférica, de la que es especialmente relevante la capa de ozono que retiene la mayoría de la radiación ultravioleta y que también absorbe la radiación que está dentro

del espectro visible, otros factores como las nubes, vapor de agua, dióxido de carbono y otros gases retienen la radiación infrarroja.

Así, la radiación solar incidente es afectada por la atmósfera terrestre tanto en intensidad como en dirección, considerando esto, la radiación que llega a la superficie de la tierra se compone de radiación directa y radiación difusa.

Radiación directa, como su nombre lo indica es la que se recibe directamente del sol, luego de un proceso de atenuación de la atmósfera, donde la dirección de los rayos solares corresponde con la posición del sol

Radiación difusa, al contrario que la radiación directa es aquella que llega al punto de observación en una dirección que no corresponde con la posición del sol, debido a los efectos de dispersión que son ocasionados por la colisión de los fotones de la radiación solar con los átomos o moléculas de la atmósfera y que luego emergen con una dirección de propagación distinta; además por la reflexión causada por las nubes u otros objetos.

Al conjunto de la radiación directa mas la radiación difusa, se le denomina radiación global.

Para conocer el flujo de energía sobre una determinada superficie, es conveniente primeramente introducir el concepto de radiación solar no reducida que es aquella que se recibiría a nivel de la superficie terrestre de no existir la atmósfera y luego considerar los efectos atmosféricos especialmente el factor de la nubosidad, para de esta manera realizar una buena aproximación de la radiación incidente.

La radiación solar varía notablemente de una localización geográfica a otra, así como también con el momento del año y del día, estas modificaciones se explican en términos de diferentes ángulos que se describen a continuación:

- ϕ Latitud del lugar. Posición angular hacia el norte o hacia al sur de la línea ecuatorial, es positivo en el hemisferio norte ($0^{\circ} < \phi < 90^{\circ}$) y negativo en el hemisferio sur ($-90^{\circ} < \phi < 0^{\circ}$)
- δ Declinación solar. Posición angular del sol al mediodía con respecto al plano ecuatorial; es positivo en el hemisferio norte y varia entre $-23,45^{\circ}$ y $+ 23,45^{\circ}$

- β Inclinación de la superficie. Angulo entre la superficie en consideración y la horizontal ($0 \leq \beta \leq 180$)
- Γ Angulo acimutal. Desviación de la proyección de la normal de la superficie del meridiano local ($-180^\circ \leq \Gamma \leq 180^\circ$). Γ es positivo para superficies orientadas hacia al oeste y negativo para superficies orientadas hacia al oriente.
- Γ_s Angulo acimutal del sol. Desviación de la proyección de la radiación directa del meridiano local
- ω Angulo horario. Desplazamiento angular del sol hacia el este u oeste del meridiano local, debido al movimiento de rotación de la tierra alrededor de su eje, negativo por las mañanas y positivo por la tarde.
- Θ Angulo de incidencia, esta formando entre la radiación directa sobre la superficie y la normal de la superficie.
- Θ_z Angulo cenital, representa el ángulo de la posición del sol respecto de la vertical del terreno
- α Altitud del sol. Angulo formado entre la dirección del sol y la horizontal. Por consiguiente $\alpha + \Theta_z = 90$

En la figura 2.1., se muestra un observador en el punto P, con el ángulo cenital (θ_z) ZPS y con latitud igual a ϕ . Si ahora se traza una línea desde el centro de la tierra O hacia el sol, esta línea interseca la superficie de la tierra en el punto Q, el ángulo formado entre el plano ecuatorial y OQS, es el ángulo de declinación δ . El ángulo PNQ es igual a ω en el plano ecuatorial y es el llamado ángulo horario que corresponde a 15° por hora.

Es preciso decir que el ángulo de inclinación δ varia de $+23.75^\circ$ (21 de junio) a -23.45° (21 de diciembre), debido a la inclinación de la tierra y se la puede estimar mediante la siguiente ecuación

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left(360 * \frac{284 + n}{365} \right)$$

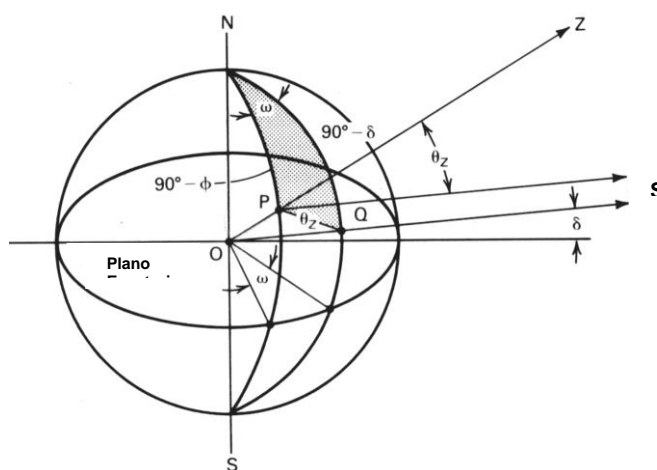


Fig 2.1. Relaciones Angulares (Tomada de "Solar Engineering Technology", Ted J Jansen)

Las variación de la radiación recibida, se explica en función del ángulo formado entre la dirección de incidencia y la normal al suelo en el punto de observación. Así, en un punto de la superficie terrestre en el que en un momento determinado los rayos solares lleguen perpendiculares al suelo (sol en el cenit), la energía radiante no reducida recibida por metro cuadrado y por unidad de tiempo es la constante solar, pero si los rayos solares forman un ángulo Θ con la normal, la potencia recibida por unidad de superficie, que se conoce con el nombre de *irradiancia*, viene dada por la Ley de D'Alembert:

$$G_{NR} = G_{ne} \cos \Theta$$

La ecuación que relacione el ángulo Θ , con los ángulos antes mencionados es

$$\begin{aligned} \cos \Theta = & \operatorname{sen} \delta * \operatorname{sen} \phi * \cos \beta - \operatorname{sen} \delta * \cos \phi * \operatorname{sen} \beta * \cos \Gamma + \\ & + \cos \delta * \cos \phi * \cos \omega * \cos \beta + \cos \delta * \operatorname{sen} \phi * \operatorname{sen} \beta * \cos \Gamma * \cos \omega \\ & + \cos \delta * \operatorname{sen} \beta * \operatorname{sen} \Gamma * \operatorname{sen} \omega \end{aligned}$$

Cuando el plano del terreno coincide con el horizontal, $\beta=0$, el ángulo cenital es igual al ángulo de incidencia ($\Theta=\Theta_z$), entonces se tiene:

$$\cos \Theta_z = \operatorname{sen} \delta \operatorname{sen} \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega$$

Entonces se puede concluir que la radiación solar no reducida sobre una superficie horizontal ($\beta=0$), para un lugar, día y hora en particular es:

$$G_{NR} = G_{ne} \cos \Theta_z$$

$$G_{NR} = G_{ne} (\sen \delta \sen \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega)$$

$$G_{NR} = G_{cs} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360 n}{365} \right) \right) (\sen \delta \sen \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega)$$

La radiación máxima se obtendrá cuando $\omega=0$ que corresponde al medio día local

Para conocer el valor diario de la energía radiante (irradiación diaria) no reducida sobre una superficie horizontal, se puede integrar la expresión anterior para un día y lugar específico, teniendo en cuenta que la densidad de flujo radiante es nula por la noche, los límites de integración son desde el amanecer hasta el atardecer. Así:

$$H_0 = \int_{\text{amanecer}}^{\text{atardecer}} G_{ne} (\sen \delta \sen \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega(t)) dt$$

Se puede notar en esta expresión que solo $\omega(t)$ depende del tiempo. Multiplicando y dividiendo H_0 por ω_T (velocidad de

rotación de la tierra), se puede realizar el cambio de variable de integración de t a ω , y como $d\omega = \omega_T dt$, se obtiene:

$$H_0 = \frac{G_{ne}}{\omega_T} \left(\int_{amanec}^{ocaso} \text{sen } \delta \text{ sen } \phi d\omega + \int_{amanec}^{ocaso} \text{cos } \delta \text{ cos } \phi \text{ cos } \omega d\omega \right)$$

como la función es simétrica en el intervalo de integración, se puede decir:

$$\int_{amanec}^{ocaso} = 2 \int_{\omega=0}^{\omega_s}$$

donde ω_s , es el ángulo horario a la puesta del sol (el valor positivo es para la puesta del sol y el ángulo negativo es la salida) y es igual a:

$$\omega_s = \cos^{-1} (-\tan \phi \tan \delta)$$

ω_T , es la velocidad de rotación de la tierra, que corresponde a

$$360^\circ \text{ en } 24 \text{ horas, es decir } \omega_T = \frac{360^\circ}{24} = \frac{2\pi}{24}$$

La expresión que finalmente resulta es:

$$H_0 = \frac{24}{\pi} G_{cs} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) \left(\frac{2\pi\omega_s}{360} \text{sen } \delta \text{ sen } \phi + \text{cos } \delta \text{ cos } \phi \text{ sen } \omega_s \right)$$

El resultado de esta expresión está dado en $W\cdot h/m^2$, si G_{cs} se da en w/m^2 y los ángulos expresados en grados.

Un factor a considerar para realizar una buena estimación solar es el efecto de la nubosidad, tal es así que la presencia de nubes puede suprimir por completo la componente directa de la radiación y reducir notablemente la componente difusa, por lo que es especialmente importante conocer el promedio de horas reales de radiación solar o brillo solar..

Una ecuación que relaciona el promedio de radiación con las radiación no reducida correspondiente a una localidad y una fracción media de las posibles horas de radiación solar es la propuesta por Ångström-Pagé,:

$$H_p = H_0 \left(a + b \frac{n}{N} \right)$$

donde:

H_p , es la estimación de la radiación global

a y b son constantes que depende de cada localidad

$\frac{n}{N}$, es el porcentaje posible de sol brillante

n , es el promedio de horas diarias de sol brillante

N , es el máximo de horas diarias de sol brillante (duración astronómica del día) y es igual a:

$$N = \frac{2}{15} \text{arc cos}(-\tan \delta \tan \phi)$$

Rietveld, propone otra expresión, que es aplicable para cualquier locación y que sirve fundamentalmente cuando se desconoce el valor de los coeficientes a y b, que son propios de cada lugar:

$$H_p = H_0 \left(0.18 + 0.62 \frac{n}{N} \right)$$

El valor de la radiación difusa, se evalúa mediante la siguiente formula empírica:

$$H_{p,d} = H_p (A_d + B_d \cdot K_T)$$

donde:

A_d y B_d , son coeficientes que depende de cada localidad, pero para realizar una estimación se puede asumir como $A_d = 0.958$ y $B_d = -0.982$

K_T , es el índice de claridad y esta defino por $K_T = \frac{H_p}{H_0}$

Finalmente, la componente directa de la radiación solar se podría conocer restando de la radiación global, la radiación difusa, así:

$$H_{p,b} = H_p - H_{p,d}$$

2.3. Estimación de la radiación solar para la ciudad de Guayaquil en un día despejado.

Se entiende por estimación de la radiación solar en un día despejado, como aquella que se podría obtener en las horas de brillo solar, que se define como el tiempo durante el cual se tiene una irradiancia directa superior a 120W/m^2 . Las horas de brillo solar se conoce como heliofanía y sus unidades son horas/día, horas/mes, horas/año, dependiendo del periodo de tiempo escogido.

La ciudad de Guayaquil esta ubicada dentro de las siguientes coordenadas :

- Por el Norte: $79^\circ 58'$ de longitud oeste a $2^\circ 12'$ de latitud sur; y $79^\circ 55'$ de longitud oeste a $2^\circ 12'$ de latitud sur.

- Por el Sur: 79° 58' de longitud oeste a 2° 17.5' de latitud sur;
y 79° 33' de longitud oeste a 2° 15.5' de latitud sur

Para realizar la estimación de la radiación en la ciudad de Guayaquil, se ha tomado como estación el Aeropuerto “Simón Bolívar”, lugar donde se han realizado mediciones de nubosidad y heliofanía, cuyos valores han sido proporcionados por el Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología, INAMHI, y se muestra en la tabla I:

DATOS METEOROLÓGICOS (RESUMEN ESTADÍSTICO MULTIANUAL) ESTACION: GUAYAQUIL AEROPUERTO LATITUD: 02°09'12'' S LONGITUD: 79°53'00'' W ELEVACION: 5 m PERIODO DE MEDICION: 1959 – 1999		
MES	NUBOSIDAD (octavos)	Heliofanía (horas/mes)
Enero	7	98.1
Febrero	7	94.2
Marzo	7	126.6
Abril	6	143.6
Mayo	6	140.5
Junio	6	117.1
Julio	6	119.9
Agosto	6	133.2
Septiembre	6	142.2
Octubre	6	122.4
Noviembre	6	114.7
Diciembre	6	126.7
PROMEDIO	6.25	123.27

Tabla I. Datos de nubosidad y heliofanía para la ciudad de Guayaquil
Fuente: Anuarios y boletines meteorológicos INAMHI

Se ha escogido el modelo de radiación solar sobre una superficie horizontal para realizar el cálculo de la irradiación no reducida, y para la estimación de la irradiación global, el modelo de Angstrom-Pagé.

Así, el primer paso es determinar la irradiación no reducida, para ello se utilizan las ecuaciones descritas en la sección anterior. En la tabla II, se muestran estos valores para cada día del año y su promedio mensual.

Para determinar la radiación global, es esencial conocer el valor de N (duración astronómica del día), mensual y de esta manera con los datos de heliofanía mensual, obtener la heliofanía relativa (n/N)

El valor de los coeficientes a y b del modelo de Angstrom-Pagé son 0.23 y 0.56 respectivamente, estos valores han sido determinados en la estación meteorología de Izobamba, con latitud $00^{\circ}22'S$. Se debe considerar que en lo referente a la latitud, la variación de la duración del día es mínima hasta los 4° al norte y sur, factor que influye directamente en la cantidad de radiación solar global sobre una superficie horizontal, por lo que los valores antes mencionado bien podrían ser utilizados hasta la latitud 4° norte y sur. Para latitudes entre 0° a 2° norte o sur

IRRADIACION NO REDUCIDA MENSUAL (W-h/m ²)												
Día	enero	febrero	marzo	abril	mayo	junio	julio	agosto	septiembre	octubre	noviembre	diciembre
1	10067,87	10316,10	10483,18	10262,34	9666,53	9079,74	8955,71	9366,24	9989,22	10347,22	10292,82	10081,05
2	10072,79	10325,22	10483,84	10247,05	9644,33	9066,98	8961,22	9385,67	10007,12	10351,81	10286,06	10075,91
3	10078,01	10334,25	10484,03	10231,31	9622,18	9054,74	8967,33	9405,32	10024,71	10355,90	10279,14	10071,02
4	10083,54	10343,16	10483,72	10215,14	9600,09	9043,06	8974,04	9425,17	10041,96	10359,51	10272,06	10066,40
5	10089,36	10351,94	10482,91	10198,55	9578,08	9031,93	8981,34	9445,20	10058,87	10362,63	10264,86	10062,06
6	10095,46	10360,58	10481,60	10181,55	9556,18	9021,36	8989,24	9465,40	10075,43	10365,27	10257,53	10058,00
7	10101,83	10369,05	10479,78	10164,14	9534,39	9011,36	8997,70	9485,75	10091,62	10367,43	10250,11	10054,23
8	10108,47	10377,34	10477,44	10146,36	9512,74	9001,94	9006,75	9506,22	10107,43	10369,13	10242,59	10050,76
9	10115,37	10385,44	10474,58	10128,19	9491,25	8993,10	9016,35	9526,81	10122,85	10370,36	10235,01	10047,60
10	10122,51	10393,32	10471,20	10109,68	9469,93	8984,87	9026,50	9547,48	10137,86	10371,14	10227,38	10044,75
11	10129,88	10400,98	10467,28	10090,81	9448,81	8977,23	9037,20	9568,23	10152,47	10371,47	10219,70	10042,22
12	10137,48	10408,39	10462,83	10071,62	9427,89	8970,19	9048,44	9589,04	10166,66	10371,36	10212,00	10040,02
13	10145,29	10415,54	10457,85	10052,12	9407,21	8963,77	9060,20	9609,89	10180,41	10370,82	10204,30	10038,15
14	10153,30	10422,42	10452,32	10032,31	9386,77	8957,97	9072,47	9630,75	10193,72	10369,85	10196,60	10036,61
15	10161,50	10429,01	10446,26	10012,23	9366,60	8952,79	9085,24	9651,61	10206,59	10368,47	10188,92	10035,41
16	10169,87	10435,29	10439,65	9991,87	9346,72	8948,23	9098,50	9672,46	10219,00	10366,68	10181,29	10034,55
17	10178,41	10441,26	10432,51	9971,27	9327,13	8944,30	9112,24	9693,27	10230,95	10364,50	10173,71	10034,03
18	10187,09	10446,89	10424,82	9950,44	9307,85	8941,00	9126,44	9714,03	10242,44	10361,94	10166,19	10033,87
19	10195,91	10452,18	10416,60	9929,39	9288,91	8938,33	9141,10	9734,72	10253,44	10359,01	10158,76	10034,05
20	10204,85	10457,11	10407,84	9908,14	9270,32	8936,30	9156,20	9755,31	10263,97	10355,71	10151,43	10034,58
21	10213,89	10461,66	10398,54	9886,71	9252,09	8934,90	9171,72	9775,80	10274,01	10352,07	10144,21	10035,46
22	10223,03	10465,83	10388,71	9865,12	9234,24	8934,14	9187,65	9796,16	10283,57	10348,09	10137,11	10036,69
23	10232,25	10469,59	10378,36	9843,38	9216,78	8934,01	9203,98	9816,38	10292,63	10343,79	10130,15	10038,27
24	10241,52	10472,95	10367,48	9821,52	9199,74	8934,52	9220,69	9836,45	10301,20	10339,18	10123,35	10040,20
25	10250,85	10475,88	10356,08	9799,55	9183,11	8935,66	9237,76	9856,33	10309,27	10334,28	10116,71	10042,48
26	10260,20	10478,38	10344,17	9777,49	9166,93	8937,44	9255,19	9876,02	10316,84	10329,09	10110,25	10045,10
27	10269,57	10480,44	10331,75	9755,36	9151,19	8939,85	9272,96	9895,51	10323,92	10323,63	10103,98	10048,07
28	10278,94	10482,04	10318,84	9733,18	9135,92	8942,88	9291,04	9914,76	10330,49	10317,92	10097,92	10051,37
29	10288,30		10305,43	9710,97	9121,13	8946,54	9309,43	9933,78	10336,57	10311,97	10092,07	10055,00
30	10297,62		10291,54	9688,75	9106,83	8950,82	9328,10	9952,54	10342,14	10305,79	10086,44	10058,97
31	10306,89		10277,17		9093,03		9347,04	9971,02		10299,41		10063,26
PROMEDIO	10176,19	10416,15	10418,33	9992,55	9358,54	8973,66	9117,41	9671,08	10195,91	10351,14	10186,75	10048,07

TABLA II. Radiación solar no reducida para la ciudad de Guayaquil

se puede estimar la radiación global con una aproximación del 95 %, y para latitudes de 3° a 4° norte y sur la aproximación es del 90%

En la tabla III, se muestra los valores de radiación global mensual y su promedio anual.

Es importante determinar el valor de radiación difusa y directa que compone la radiación global, para conocer cual de las dos componentes predomina y saber con que tipo de radiación se cuenta mayormente

Para estimar la radiación difusa se utilizará los coeficientes $A_d=0.958$ y $B_d = -0.982$, ya que no se conocen el valor de estos coeficientes para la ciudad de guayaquil, pero que sin embargo al utilizarlos se obtienen una buena aproximación.

En la Tabla IV, se muestran los valores tanto de la radiación solar difusa, como de la radiación directa.

Para el propósito del presente estudio se utilizará *la radiación global promedio anual de 4150 W-h/m² día, para la ciudad de Guayaquil*, este valor servirá fundamentalmente para el dimensionamiento del colector solar, que es parte esencial en la concepción del equipo de refrigeración con energía solar

IRRADIACION GLOBAL (W-h/m ²)							
MES	Ho (w-h/m ²)	n (hrs mensual)	N diario	n/N	coeficiente A	coeficiente B	Hp (w-h/m ²)
ENERO	10176,189	98,1	12,109	0,261	0,23	0,56	3829,750736
FEBRERO	10416,152	94,2	12,068	0,279			4021,824577
MARZO	10418,333	126,6	12,012	0,340			4379,763567
ABRIL	9992,551	143,6	11,952	0,400			4539,385243
MAYO	9358,545	140,5	11,902	0,381			4148,114908
JUNIO	8973,664	117,1	11,878	0,329			3715,363351
JULIO	9117,411	119,9	11,889	0,325			3757,979717
AGOSTO	9671,075	133,2	11,932	0,360			4174,599471
SEPTIEMBRE	10195,912	142,2	11,990	0,395			4602,279961
OCTUBRE	10351,143	122,4	12,050	0,328			4280,137593
NOVIEMBRE	10186,755	114,7	12,099	0,316			4145,599449
DICIEMBRE	10048,068	126,7	12,122	0,337			4208,197937
				PROMEDIO	0,33763077	PROMEDIO	4150,249709

TABLA III. Radiación solar global para la ciudad de Guayaquil

RADIACION DIFUSA Y RADIACION DIRECTA								
MES	Ho (w-h/m ²)	Hp (w-h/m ²)	K _τ	Ad	Bd	Hp,d (w-h/m ²)	Hp,b (w-h/m ²)	
ENERO	10176,189	3829,751	0,376	0,958	-0,982	2253,540	1576,211	
FEBRERO	10416,152	4021,825	0,386			2327,976	1693,848	
MARZO	10418,333	4379,764	0,420			2387,746	1992,017	
ABRIL	9992,551	4539,385	0,454			2323,712	2215,674	
MAYO	9358,545	4148,115	0,443			2168,364	1979,751	
JUNIO	8973,664	3715,363	0,414			2048,736	1666,627	
JULIO	9117,411	3757,980	0,412			2079,076	1678,904	
AGOSTO	9671,075	4174,599	0,432			2229,702	1944,897	
SEPTIEMBRE	10195,912	4602,280	0,451			2368,978	2233,302	
OCTUBRE	10351,143	4280,138	0,413			2362,416	1917,721	
NOVIEMBRE	10186,755	4145,599	0,407			2314,760	1830,840	
DICIEMBRE	10048,068	4208,198	0,419			2300,756	1907,442	
						PROMEDIO	2263,813	1886,436

TABLA IV. Radiación difusa y radiación directa para la ciudad de Guayaquil

Como información adicional, en el apéndice A se muestran el valor de la irradiación solar global, para algunos lugares del territorio nacional, datos proporcionados por el INAMHI

2.4. Análisis de resultados.

En general, el Ecuador tiene una situación geográfica privilegiada para el aprovechamiento de la energía solar, se encuentra atravesado por la línea ecuatorial y tanto su latitud norte como sur, dista muy pocos grados de dicha línea; esto permite contar con el recurso solar durante todo el año y en periodos aproximadamente constantes de insolación posible de 12 horas en promedio.

Para la ciudad de Guayaquil a pesar de que la duración astronómica del día es 12 horas, como se dijo anteriormente, el promedio de horas efectivas de sol brillante es relativamente pequeño, solamente el 33%, (tabla III), además se tiene un valor promedio de nubosidad alto (tabla I), lo que permite concluir, que la mayor parte del año el cielo de esta ciudad permanece cubierto de nubes.

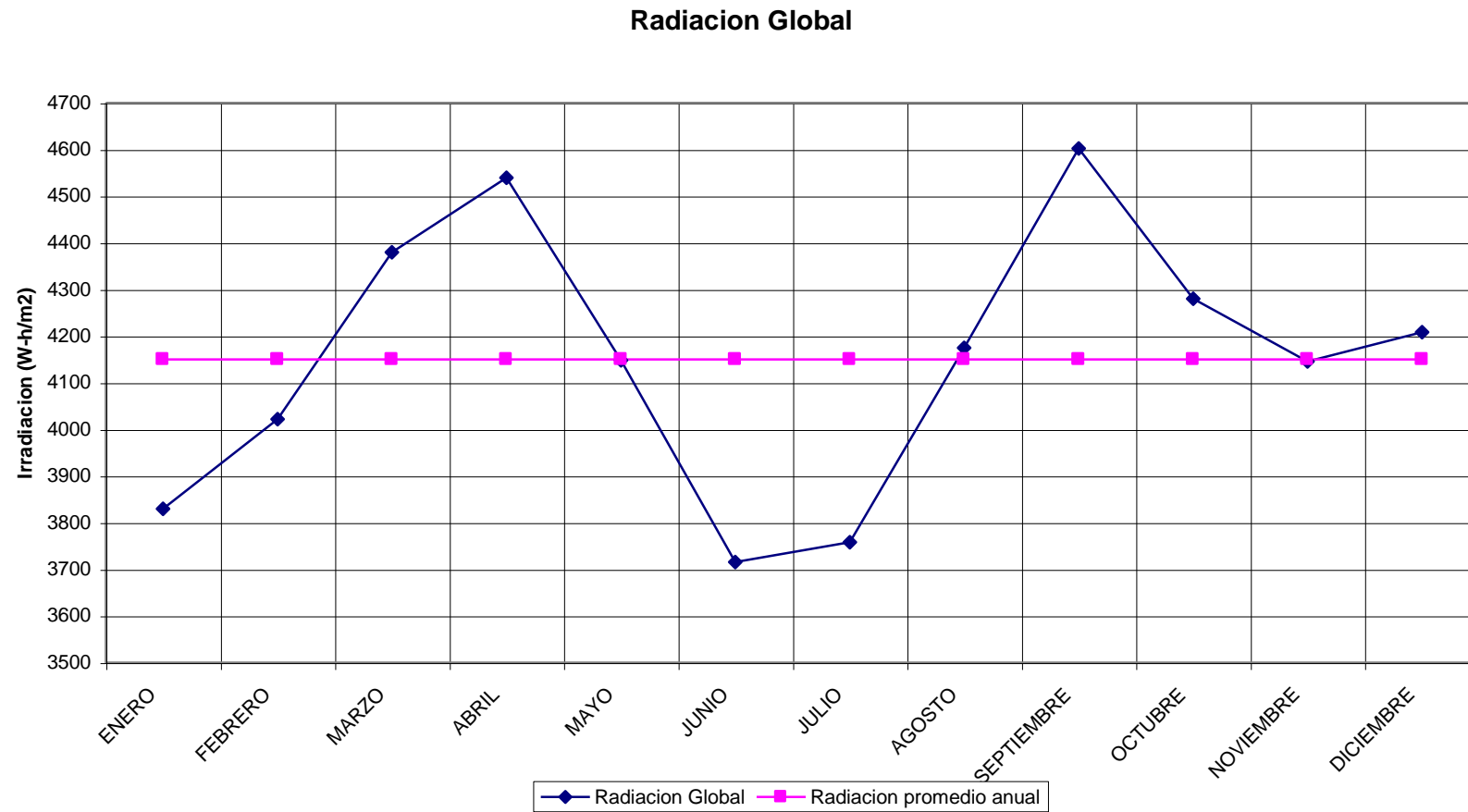


Fig. 2.2. Radiación solar global

Los datos obtenidos de radiación solar global versus meses del año, han sido representados, y se los muestra en la figura 2.2. además se muestra la curva de radiación promedio anual

Se puede apreciar en la figura 2.2, que los meses de mayor insolación son los meses de marzo, abril, mayo, agosto, septiembre, octubre, noviembre y diciembre, y los meses de menor insolación son enero, febrero, junio y julio. El factor predominante para tener cual o tal irradiación es la órbita que describe la tierra con respecto al sol en su movimiento de traslación.

Los picos de irradiación solar son durante los meses de abril y septiembre y el mes donde se obtiene la menor irradiación es el mes de junio.

Es preciso notar que la mayor parte de la irradiación global, la compone la irradiación difusa cuyo valor no varía considerablemente durante el transcurso del año, al contrario de la radiación directa que sí lo hace, y precisamente los meses donde existe mayor radiación global, es justamente por el aumento del valor de la componentes directa.

Finalmente en la figura 2.3, se muestra la radiación global, directa y difusa durante el transcurso del año.

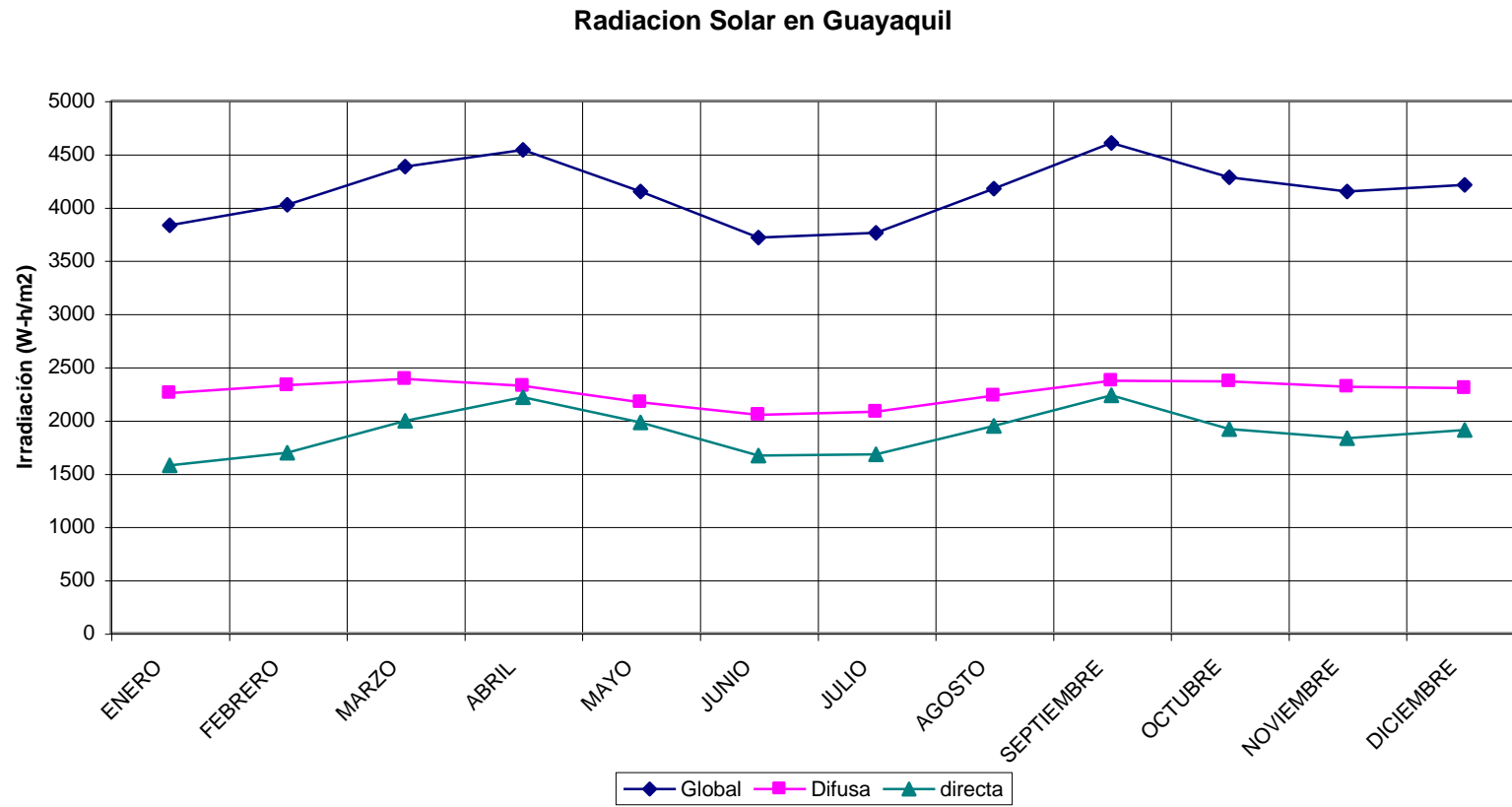


Fig.2.3. Radiación global, directa y difusa

CAPITULO 3

3. CALCULO Y DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO

3.1. Consideraciones preliminares.

En la sección 1.5. se describió el funcionamiento teórico del prototipo, en la sección 1.4. se determino la mezcla de trabajo que será utilizada y en la sección 2.3. se estimo el recurso energético con que se cuenta, ahora es necesario conocer otros factores que influyen en el diseño y construcción del equipo.

Primeramente es importante definir la cantidad de calor que se pretende remover de la cámara de enfriamiento (carga interna), para este proyecto se ha considerado una potencia de 10 W, que equivale aproximadamente al enfriamiento de 3.5 Kg de agua de una temperatura inicial de 26°C a una temperatura final de 6°C, en un periodo de ocho horas, que corresponde al periodo real que el refrigerador solar por absorción de tipo intermitente puede proporcionar el efecto refrigerante

Para el diseño del equipo se considera una temperatura interior promedio en la cámara de 6°C.

Debido a la diferencia entre la temperatura ambiental y la temperatura de la cámara, existe un flujo de calor del exterior hacia el interior a través de sus paredes, esta ganancia de calor durante las horas del día, cuando no se proporcione el efecto refrigerante por parte del equipo, debe ser asumido por el agua que se utiliza como refrigerante secundario y que se encuentra en la cámara auxiliar.

El refrigerante secundario durante la noche, que es cuando el amoníaco circula por el evaporador absorbiendo calor, debe ser llevado a una temperatura final de 5°C y por el aporte de calor durante el día, se permite una variación de 3°C, es decir que como tope superior se tendrá una temperatura de 8°, por lo tanto es necesario determinar la cantidad de agua que se requiere para obtener esta variación y poder amortiguar la variación de temperatura que se tendría en la cámara principal por el aporte externo de calor.

Conociendo lo antes mencionado, es básico establecer la carga neta o real de enfriamiento, que va a servir para determinar la cantidad de refrigerante que debe circular por el sistema.

Para fijar la presión y temperatura de diseño para el condensador, es necesario determinar cuál va ser el sumidero y

cuál es su temperatura y de acuerdo a esto poder diseñar el condensador que mas factibilidad y rendimiento preste.

Para el diseño del colector, cuando éste trabaje como generador, es necesario cuantificar las perdidas de calor que se tienen al ambiente ya sea por convección, radiación o conducción, y de esta manera determinar el numero de cubiertas, el área de captación de acuerdo a los requerimientos, el tipo y espesor del aislamiento.

Es necesario notar que cuando el colector solar trabaje como absorbedor (por la noche), éste tiene que permitir la disipación de calor, producto de la absorción del amoniaco por parte del agua, para ello es necesario diseñar una cubierta que sea desmontable o que permita el flujo de aire

Los datos ambientales necesarios para el diseño de cada uno de los componentes del equipo son presentados en la tabla V.

Un factor a considerar en la construcción del equipo, es la incompatibilidad que presenta el amoniaco con el cobre y sus aleaciones, es por ello que el material que se seleccionará para cada uno de los componentes del sistema, debe prever esta situación.

DATOS METEOROLOGICOS (RESUMEN ESTADISTICO MULTIANUAL)											
ESTACION: GUAYAQUIL AEROPUERTO						LATITUD: 02°09'12" S					
PROVINCIA: GUAYAS						LONGITUD: 79°53'00" W					
PERIODO: 1959 - 1999						ELEVACION: 5m					
DATO	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE
TEMPERATURA MEDIA (°C)	26,7	26,6	27,1	27,2	26,7	25,4	24,4	24,5	24,9	25,1	25,4
TEMPERATURA MAXIMA (°C)	37,2	36,6	37,3	36,6	36	35,1	34,1	34,7	35,7	35,1	35,4
TEMPERATURA MINIMA (°C)	19,8	20,3	20,2	19,4	18,5	17,6	17	16,5	17,2	17,8	17
TEMPERATURA MAX. MEDIA (°C)	31,4	31,1	32	32	31,6	30,3	29,7	30,2	30,9	30,7	31,1
TEMPERATURA MIN. MEDIA (°C)	23,3	23,6	23,9	23,7	23,2	21,9	21	20,7	21,2	21,6	22
HUMEDAD RELATIVA MEDIA (%)	76	80	79	77	75	76	75	74	73	72	71
HUMEDAD RELATIVA MAX. MEDIA (%)	97	97	96	97	94	91	93	92	90	89	91
HUMEDAD RELATIVA MIN. MEDIA (%)	49	58	52	54	51	53	51	50	49	47	47
PUNTO DE ROCIO (°C)	22,1	23,2	23	23	22,1	20,8	19,9	19,5	19,5	19,7	19,7
VIENTO VELOCIDAD MEDIA (m/s)	1,4	1,2	1,2	1,2	1,2	1,1	1	1,2	1,1	1,1	1,1
VIENTO VELOCIDAD MAX. MEDIA (m/s)	5	4,1	4,1	3,9	4	4,4	4,8	5,8	5,5	5,8	5,4

Tabla V. Datos meteorológicos de la ciudad de Guayaquil (Anuarios y boletines meteorológicos INAMHI)

3.2. Balance de materia y energía para el sistema.

Como primer paso para realizar el balance de materia y energía del sistema es determinar la carga total de enfriamiento, que se la ha dividido en tres partes:

- Carga interna
- Aporte calorífico a través de las paredes y
- Aporte calorífico del refrigerante secundario

Como se mencionó en la sección anterior, el tiempo que se ha definido para el enfriamiento es de ocho horas diarias y la carga interna asumida es de 10 W o 288000 J/día, que en realidad vendría a ser la capacidad útil de generación de frío.

Un elemento que es muy importante considerar, es el aporte de calor a través de las paredes, por eso es fundamental determinar qué aislamiento y qué espesor tendría éste, para obtener la mínima ganancia de calor.

El aislamiento elegido, es espuma de poliestireno cuya conductividad es 0.027 W/m⁰k

Para dimensionar el espesor del aislamiento se asumirá el modelo de una pared isotérmica que se encuentra en un medio

extenso en reposo, y que la forma de transferencia de calor de la parte externa hacia la pared, es por convección libre.

La temperatura exterior, que es la temperatura ambiente, se la obtiene de la tabla 4.1, se utilizara la temperatura máxima media anual que es de 31 °C. La temperatura de la superficie externa se la asumirá en 29 °C y la temperatura de la superficie interior en 6 °C.

Las correlaciones que se utilizan para determinar el coeficiente externo de transferencia de calor depende de la disposición que tenga cada pared, que para el caso del enfriador, son verticales u horizontales.

Una vez conocidas las temperaturas de la pared, la temperatura ambiente, y el coeficiente exterior de transferencia de calor, se puede proceder a estimar el espesor del aislamiento.

En general, en la figura 3.1. se representa una pared con las condiciones mencionadas y con su circuito térmico equivalente.

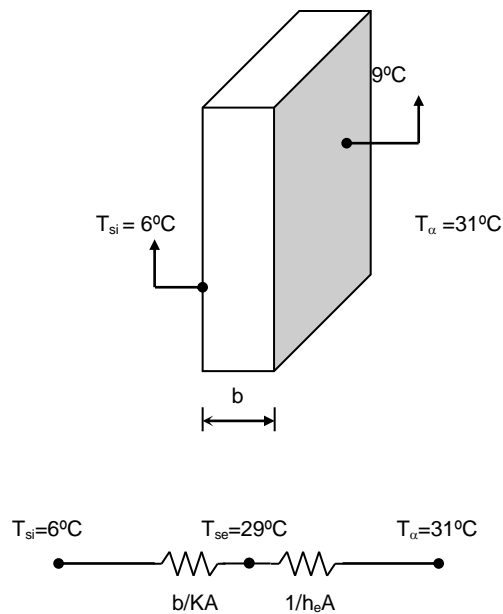


Fig. 3.1. Pared isotérmica con su circuito térmico equivalente

Haciendo un balance de energía, se puede decir que el calor de convección es igual al calor de conducción, así:

$$q_{conv} = q_{cond}$$

$$h_e A (T_\alpha - T_{se}) = \frac{K_{ais} A (T_{se} - T_{si})}{b}$$

$$b = \frac{K_{ais} (T_{se} - T_{si})}{h_e (T_\alpha - T_{se})}$$

donde b , es el espesor de aislamiento.

A continuación se procede a determinar el grosor del aislante, para cada pared del refrigerador

Para las paredes verticales que son las dos paredes laterales, la posterior y la frontal (ver plano), el número de Nusselt, esta determinado por la siguientes expresión:

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

donde Ra_L , es el numero de Rayleigh y esta definido como:

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_\alpha - T_{se}) L^3}{\alpha \nu}$$

donde L, es la longitud de la pared. (todas las dimensiones tienen que ser revisadas en los planos)

Todas las propiedades del aire que se requieren para calcular tanto el numero de Nusselt como el Rayleigh, son evaluadas a la temperatura de película ($T_f = (T_\alpha + T_s)/2$), así:

$$T_f = (29 + 31)/2 = 30^\circ C = 303^\circ K, \quad \nu = 15.89 \times 10^{-6} m^2 / s, \quad Pr = 0.707$$

$$\beta = 0.0033 K^{-1}, \quad \alpha = 22.05 \times 10^{-6} m^2 / s, \quad K = 26.3 \times 10^{-3} W / m^\circ K$$

reemplazando valores, se tiene que

$$Ra_L = 35297795$$

$$Nu_L = 44.9$$

El coeficiente exterior, es igual a:

$$h_e = \frac{K Nu_L}{L}$$

$$h_e = \frac{26.3 \times 10^{-3} (44.9)}{0.58} = 2.03 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ \text{K}$$

Finalmente,

$$b_v = \frac{K_{ais} (T_{se} - T_{si})}{h_e (T_\alpha - T_{se})} = \frac{0.027 (29 - 6)}{2.03 (31 - 29)} = 0.15 \text{ m}$$

La pared superior se considera como una placa horizontal cuya superficie superior está fría, la correlación que se utiliza es:

$$Nu_L = 0.27 Ra_L^{1/4} \quad 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$$

donde el numero de Rayleigh es:

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_\alpha - T_{se}) A_s / P}{\alpha \nu}$$

donde, A_s es el área de la placa y P su perímetro.

Las propiedades son las mismas que se utilizaron para la pared vertical, reemplazando valores:

$$Ra_L = 610572.7$$

$$Nu_L = 7.54$$

$$h = 1.32 \text{ W/m}$$

$$b_{hs} = 0.23 \text{ m}$$

La pared inferior se considera como una placa horizontal cuya superficie inferior está fría, la correlación que se utiliza es:

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{1/4} \quad 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$$

El numero de Rayleigh es:

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_a - T_{se}) A_s / P}{\alpha \nu}$$

Las propiedades son las mismas que se utilizaron para la pared vertical, remplazando valores:

$$Ra_L = 610572.7$$

$$Nu_L = 15.82$$

$$h = 2.7 \text{ W/m}$$

$$b_{hi} = 0.12 \text{ m}$$

Por facilidad en la construcción del enfriador, es conveniente tener un único espesor de aislamiento, para ello se ha

determinado un promedio, dependiendo del área de cada pared, así:

$$b_p = \frac{2A_L b_v + A_F b_v + A_P b_v + A_{\text{sup}} b_{hs} + A_i b_{hi}}{A_T}$$

$$b_p = \frac{2(0.336)(0.15) + 0.38(0.15) + 0.38(0.15) + 0.38(0.23) + 0.38(0.12)}{2.192}$$

$$b_p = 0.16 \text{ m}$$

Por lo tanto, el espesor de aislamiento que tendrá cada pared es de 160 mm.

El aislamiento no es 100% efectivo, existe una pequeña ganancia de calor, que debe ser determinada, para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{T_a - T_{si}}{\frac{b}{K_{ais} A} + \frac{1}{h_e A}}$$

Para las dos paredes laterales y considerando el espesor de aislamiento promedio, se tiene:

$$Q = 2 * \frac{31 - 6}{\frac{0.16}{0.027(0.336)} + \frac{1}{2.03(0.336)}} = 2.6 \text{ W}$$

Para la pared posterior y frontal:

$$Q = 2 * \frac{31 - 6}{\frac{0.16}{0.027(0.38)} + \frac{1}{2.03(0.38)}} = 3 \text{ W}$$

Para la pared superior, se tiene:

$$Q = \frac{31 - 6}{\frac{0.16}{0.027(0.38)} + \frac{1}{1.32(0.38)}} = 1.4 \text{ W}$$

finalmente para la pared inferior:

$$Q = \frac{31 - 6}{\frac{0.16}{0.027(0.38)} + \frac{1}{2.7(0.38)}} = 1.5 \text{ W}$$

La ganancia de calor total a través de las paredes, es igual a:

$$Q_{\text{paredes}} = 8.5 \text{ W} \approx 9 \text{ W} = 259200 \text{ J / dia}$$

Para establecer cual es el aporte calorífico del fluido secundario, es necesario determinar cuál es su masa. Así, si el equipo proporciona frío durante 8 horas al día, el resto de tiempo (16horas/día) el fluido secundario tiene que mantener las condiciones de la cámara absorbiendo el flujo de calor que

atraviesa por las paredes. Se ha aceptado una variación en su temperatura de 3 °C (sección 3.1)

Se determinó que el aporte calorífico a través de las paredes es de 9 W, en un periodo de 16 horas se tendrá un aporte total de 518400 J, conociendo estos datos se procede a estimar la masa necesaria del fluido secundario (agua), de esta manera:

$$Q = m c_p \Delta T$$

$$m = \frac{Q}{c_p \Delta T} = \frac{518400}{4184 (3)} = 41 \text{ Kg} = 41 \text{ litros}$$

Enfriar esta cantidad de liquido representa una carga significativa para el sistema. Se asume que la temperatura inicial de agua (fluido secundario) es de 26°C, la cual tendrá que ser llevada a una temperatura final de 5°C, pero es conocido que con la operación continua del refrigerador la variación permitida en la temperatura del agua es de 3 °C, de esta manera la temperatura del agua estará entre 5 y 8 °C, por lo tanto es excesivo considerar que la temperatura inicial es la antes menciona, de esta forma se usará un promedio entre la temperatura inicial y la final. Así, la nueva temperatura inicial es

$$T_m = (26+5)/2 = 15.5^\circ\text{C} \cong 16^\circ\text{C}$$

$$Q = m c_p (T_m - T_{fi})$$

$$Q = 41(4184)(16 - 5)$$

$$Q = 1886984 \text{ J / dia} = 65 \text{ W}$$

De esta manera se han establecido el valor de todo los aportes de calor. La carga total de enfriamiento es la suma de los tres aportes individuales:

$$Q_T = Q_{\text{interna}} + Q_{\text{fluidosecundario}} + Q_{\text{paredes}}$$

$$Q_T = 288000 + 1886984 + 259200$$

$$Q_T = 2434184 \frac{\text{J}}{\text{dia}} = 84.5 \text{ W}$$

Se considera un 10% de carga adicional por la renovación de aire en la cámara:

$$Q_T = 2677602 .4 \frac{\text{J}}{\text{dia}} = 2538 \frac{\text{BTU}}{\text{dia}} = 317 \frac{\text{BTU}}{\text{hora}}$$

Considerando que la temperatura requerida en la cámara es de 6°C, la temperatura saturación del amoniaco se establece en 3°C (37°F) cuya presión de saturación es 4.82×10^5 Pa (70 psia). Conociendo las entalpías de vapor saturado y la liquido

saturado a dicha presión, se puede determinar el flujo másico del refrigerante, de esta manera se tiene:

$$m_{ref} = \frac{Q_T}{h_v - h_l}$$

$$m_{ref} = \frac{317 \text{ BTU / hora}}{(622.2 - 151.7) \text{ BTU / libra}}$$

$$m_{ref} = 0.67 \frac{\text{lb}}{\text{hora}} = 5.4 \frac{\text{lb}}{\text{dia}} = 0.304 \frac{\text{Kg}}{\text{hora}}$$

El condensador, cuyo diseño se detallara mas adelante, utilizará como sumidero el medio ambiente, es por ello para que el amoniaco pueda condensarse, éste tiene que estar a una temperatura mayor, se la ha establecido en 36°C (97°F) y a la presión de 1.39x10⁶ Pa (202 psia)

Un factor importante que se debe aclarar es que a la salida del colector el amoniaco se encuentra a una temperatura promedio de 75 °C (97 °F) y a la presión de condensación, por lo tanto el vapor que se dirige hacia el condensador esta sobrecalentado. La entalpía de vapor y la de liquido, que se utilizan para conocer el calor de condensación que debe ser disipado, son evaluadas

a la presión antes mencionada. El tiempo que se ha asumido para la condensación es de 6 horas.

$$Q_c = m_{ref} (h_{sobrec} - h_f)$$

$$Q_c = 5.4 \frac{lb}{dia} (682.8 - 151.7)$$

$$Q_c = 2867 \frac{BTU}{dia} = 3026691 .4 \frac{J}{dia} = 140 W$$

El conjunto generador-absorbedor (colector solar) es de mucha importancia en el concepto del sistema, por ello es fundamental determinar el calor que debe ser suministrado para obtener la regeneración del amoniaco en el caso del generador y el calor que tiene que ser disipado para el caso del absorbedor

El proceso de generación y absorción puede ser representado en un diagrama presión-temperatura-concentración de la solución y se lo muestra en la figura 3.2.

En el proceso 1-2 se realiza la absorción, el proceso 2-3-4, es el proceso de generación, y en el proceso 4-1 se disipa el calor de la solución, hasta obtener las condiciones optimas para que se realice nuevamente la absorción.

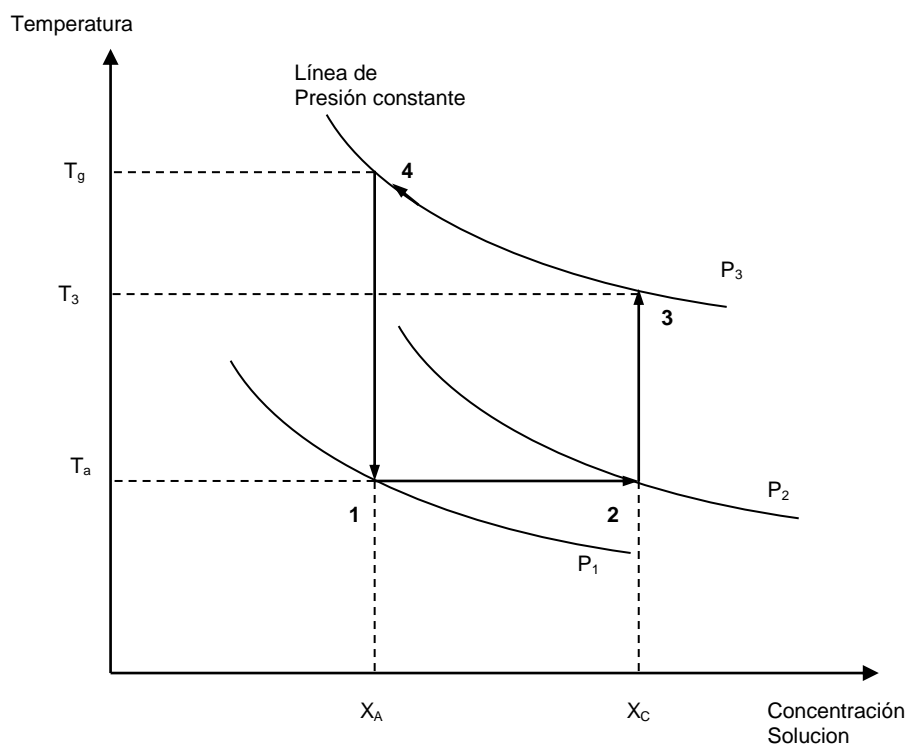


Fig. 3.2 Diagrama presión-temperatura-concentración de la solución en el proceso de generación y absorción

La condición inicial para el generador es en el punto 2, donde existe la mayor concentración de la solución amoniaca (X_c). La presión P_2 viene dada por la presión que se tiene en el evaporador, ya que el vapor de amoníaco solamente podrá circular del evaporador al absorbedor hasta que las dos presiones se igualen.

Al generador se le suministra calor por parte de la radiación solar, esto incrementa la temperatura de la solución a T_3 y la

presión a P_3 , que es la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación. Si a la solución se le proporciona más energía en forma de calor manteniendo la presión constante, indudablemente se producirá la generación de vapor de amoníaco hasta alcanzar la concentración X_A . La temperatura T_g , se la estableció en 75°C (167°F) y es la temperatura que se podría alcanzar en el colector solar.

En el proceso 4-1, se rechaza calor sensible de la solución, disminuyendo la temperatura de T_g a T_a , esta última corresponde a la temperatura de absorción, que se la ha fijado en 28°C (82°F), ya que por las noches que es cuando se realiza la absorción, la temperatura ambiente es en promedio 24°C , por lo tanto existe diferencia entre las dos temperaturas y es posible la disipación de calor del absorbedor. Con la disipación de calor también se logra disminuir la presión de P_3 a P_1 , la cual es establecida por la temperatura T_a y la concentración X_A .

Para conocer las concentraciones X_A y X_C , es necesario recurrir a la carta de agua amoniacal, que se muestra en la figura 3.3., donde se han establecido los puntos correspondientes a los puntos del diagrama presión-temperatura-concentración cuyos

valores ya han sido fijados. Ahora es posible determinar el valor de cada concentración, el valor de P_1 y T_3 .

Se debe notar que las concentraciones proporcionadas por la tabla son concentraciones molales, las cuales tienen que ser transformadas en concentraciones expresadas en termino de masa, que sería kilogramos o libras de amoniaco por kilogramos o libras de solución.

De la carta de agua amoniacal, $P_1 = 48$ psia, $T_3 = 147^\circ\text{F}$ $X_{MA} = 47\%$ y $X_{MC} = 55\%$.

Para obtener la concentración de la solución en función de la masa de amoniaco con respecto a la masa de la solución, se aplica

$$X_w = \frac{17 X_M}{17 X_M + 18(1 - X_M)}$$

como resultado se tiene: $X_{wA} = 45\%$ y $X_{wC} = 52\%$

Fig. 3.3. Carta del Agua Amoniaca (tomada de Sparks)

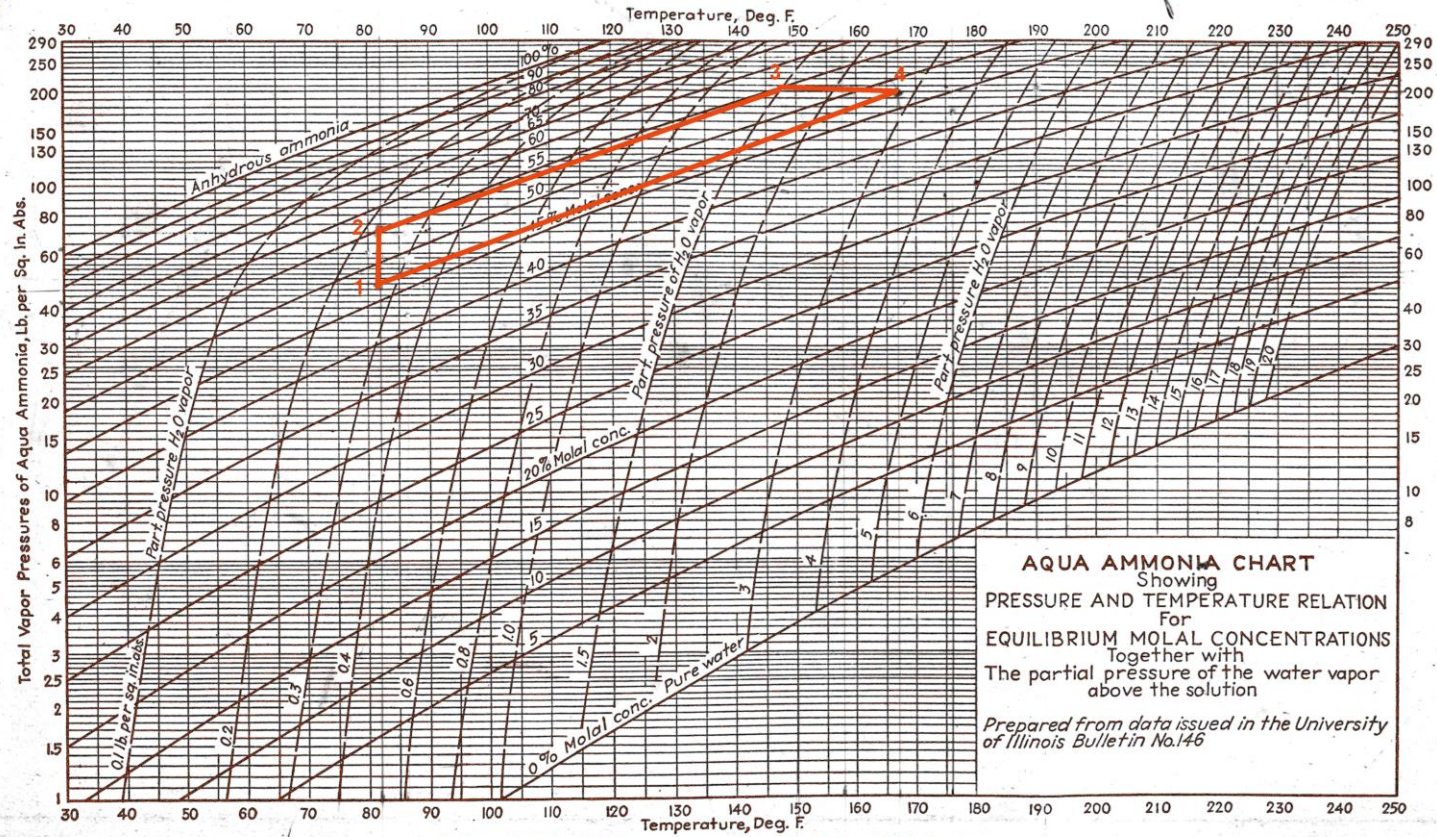


FIG. 39.—(Courtesy Department of Mechanical Engineering, The Pennsylvania State College.)

Con todos los parámetros ya establecidos, el diagrama temperatura-presión- concentración queda representado como se indica en la figura 3.4.

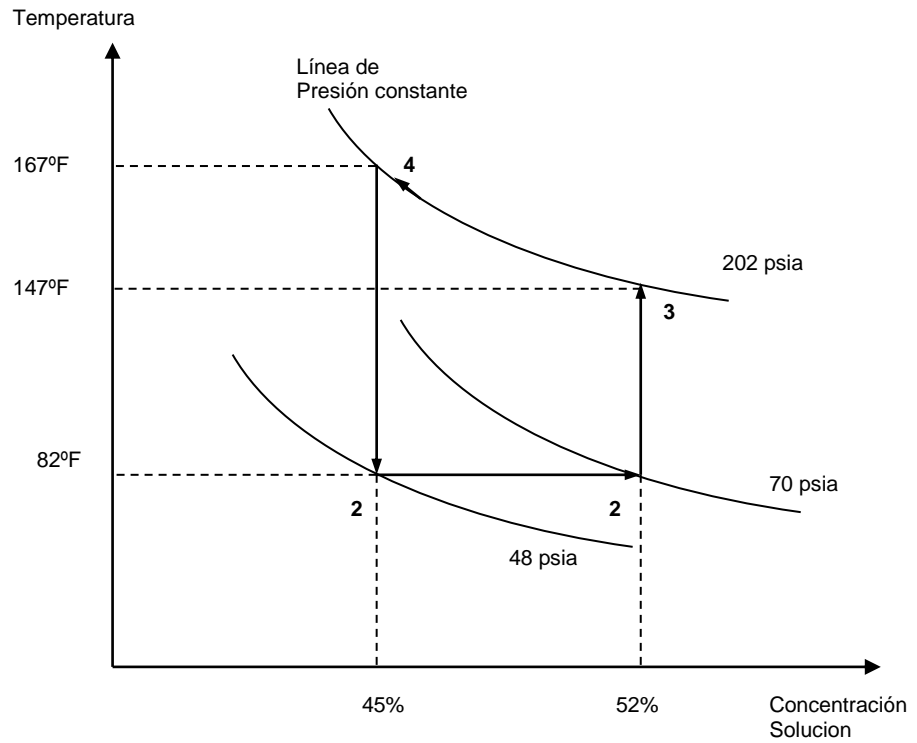


Fig. 3.4. Diagrama temperatura-presión- concentración de la solución (parámetros de diseño)

Se asume que el tiempo para la generación es de 6 horas, aproximadamente de diez de la mañana a cuatro de la tarde.

Para el balance de materia y energía del generador, se utiliza la figura 3.5.

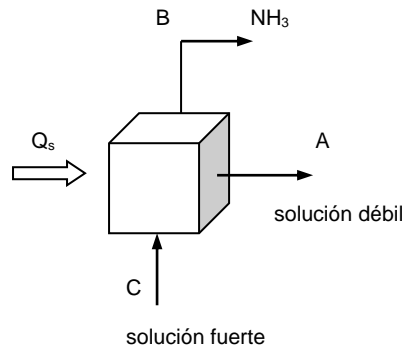


Fig. 3.5. Balance de materia y energía del generador

El balance de materia para la solución, está definido por:

$$M_C = M_A + M_B$$

la cantidad de amoniaco presente en la solución, está dado por:

$$X_{wC} M_C = X_{wA} M_A + M_B$$

y la cantidad de agua es establecida por:

$$(1 - X_{wC}) M_C = (1 - X_{wA}) M_A + M_B$$

de las tres ecuaciones anteriores, se tiene:

$$M_A = \frac{(1 - X_{wC}) M_B}{X_{wC} - X_{wA}} \quad \text{y} \quad M_C = \frac{(1 - X_{wA}) M_B}{X_{wC} - X_{wA}}$$

Reemplazando valores, se tiene:

$$M_A = 37 \text{ lb/día} \quad \text{y} \quad M_C = 42.4 \text{ lb/día}$$

El balance de energía para el generador , esta determinado por:

$$M_C h_C + Q_s = M_B h_B + M_A h_A$$

Para la resolución de esta ecuación es conveniente expresarla en función de sus componente individuales (Revisar la sección 1.4.1.) y conservando la misma nomenclatura donde (') representa las cantidades para el amoniaco y (") para las cantidades de agua pura, se tiene:

$$Q_s = M_B h_B + M'_A h'_A + M''_A h''_A - M'_C h'_C - M''_C h''_C$$

donde:

$$\begin{array}{ll} M_B = 5.4 \text{ lb / dia} & h_B = 682.95 \text{ BTU / lb} \\ M'_A = X_{wA} (M_A) = 16.65 \text{ lb / dia} & h'_A = 238 \text{ BTU / lb} \\ M''_A = (1 - X_{wA}) M_A = 20.35 \text{ lb / dia} & h''_A = 135.44 \text{ BTU / lb} \\ M'_C = X_{wC} (M_C) = 22.05 \text{ lb / dia} & h'_C = 134.75 \text{ BTU / lb} \\ M''_C = (1 - X_{wC}) M_C = 20.35 \text{ lb / dia} & h''_C = 50.22 \text{ BTU / lb} \end{array}$$

Reemplazando valores, se obtiene el valor de Q_s , que es el calor o la energía necesaria que debe ser suministrada o captada por el colector solar de placa plana, de este modo se tiene:

$$Q_s = 6414 \text{ BTU} / \text{dia} = 313.3 \text{ W}$$

Es importante determinar el volumen que ocupa la solución, para dimensionar la tubería y el tanque de almacenamiento que contendrá la solución, se lo realiza para las condiciones del punto C del diagrama presión-temperatura-concentración, de esta manera se tiene:

$$v_{sol} = 0.85 X_{wC} v'_L + (1 - X_{wC}) v''_L$$

$$v_{sol} = 0.85(0.52)(0.0265) + (1 - 0.52)(0.01607)$$

$$v_{sol} = 0.0194 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

de ahí, el volumen total es:

$$V_T = M_C v_{sol} = 4.2(0.0194) = 0.82 \text{ ft}^3 = 23 \text{ litros}$$

Para el balance de energía para el absorbedor se utiliza la figura 3.6

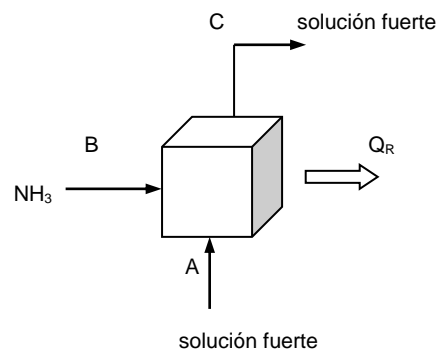


Fig. 3.6. Balance de materia y energía para el absorbedor

Por lo tanto:

$$Q_R = M'_A h'_A + M''_A h''_A + M_B h_B - M'_C h'_C - M''_C h''_C$$

El valor de las masa son iguales a las masas consideradas para el generador, el valor de las entalpías cambian.

$$h_B = 622.2 \text{ BTU / lb}$$

$$h'_A = 134.75 \text{ BTU / lb}$$

$$h''_A = 50.162 \text{ BTU / lb}$$

$$h'_C = 134.75 \text{ BTU / lb}$$

$$h''_C = 50.22 \text{ BTU / lb}$$

Reemplazando valores, se encuentra el calor que debe ser disipado por el absorbedor: Se considera un tiempo 6 horas para la absorción

$$Q_R = 2631.31 \text{ BTU / dia} = 128.5 \text{ W}$$

Para completar el balance de energía del ciclo de generación y absorción falta determinar el calor que debe ser rechazado en el proceso 4-1. que es igual a:

$$Q_{4-1} = M'_A h'_{A4} + M''_A h''_{A4} - M'_A h'_{A4} - M''_A h''_{A4}$$

reemplazando valores:

$$Q_{4-1} = 3454.51 \text{ BTU / dia}$$

Con esto se concluye el balance de materia y energía del sistema de absorción propuesto. A continuación se presenta un resumen de las cantidades de energía que afectan al sistema:

Parte del Sistema	Energía que ingresa (BTU/día)	Energía disipada (BTU/día)
Evaporador	2538	
Condensador		2867
Generador	6414	
Absorbedor		2631
Proceso 4-1		3454
Total	8952	8952

Se observa que la cantidad que ingresa al sistema es igual a la cantidad que sale del sistema, esto da cumplimiento a la primera ley de la termodinámica.

3.3. Cálculo de rendimiento teórico

El coeficiente de performance (COP) del enfriador, viene dado por la relación entre el calor que debe ser extraído del evaporador (Q_T) a la temperatura T_e y el calor que debe ser suministrado al generador (Q_s) a la temperatura T_g , es decir:

$$COP = \frac{Q_T}{Q_s}$$

En el ciclo que cumple el sistema, los procesos de condensación, absorción y el proceso de reducción de temperatura de la solución amoniacal antes del proceso de absorción (proceso 4-1), rechazan calor al sumidero que está a la temperatura T_0 ; la suma de toda esta energía liberada se le denotara como Q_E , es decir:

$$Q_E = Q_C + Q_R + Q_{4-1}$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica, se tiene que la suma de la energía que ingresa al sistema es igual a la que sale, por lo tanto:

$$Q_T + Q_S = Q_E$$

Si se aplica el segundo principio de la termodinámica se tiene:

$$\Delta S = \frac{Q_E}{T_0} - \left(\frac{Q_T}{T_e} + \frac{Q_S}{T_g} \right)$$

reemplazando se tiene

$$\Delta S = \frac{Q_T + Q_S}{T_0} - \left(\frac{Q_T}{T_e} + \frac{Q_S}{T_g} \right) = Q_T \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_e} \right) + Q_S \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_g} \right)$$

despejando Q_T

$$Q_T = \frac{\Delta S}{\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_e}\right)} - Q_S \frac{\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_g}\right)}{\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_e}\right)}$$

$$Q_T = \frac{T_e}{T_e - T_0} \left(T_0 \Delta S - Q_S \frac{T_g - T_0}{T_g} \right)$$

Reemplazando en el coeficiente de perfomancia

$$\begin{aligned} COP &= \frac{Q_T}{Q_S} = \frac{T_e}{T_0 - T_e} \left(\frac{T_g - T_0}{T_g} - \frac{T_0 \Delta S}{Q_S} \right) \\ &= \frac{T_e}{T_0 - T_e} \frac{T_g - T_0}{T_g} \left(1 - \frac{T_0 \Delta S}{Q_S \frac{T_g - T_0}{T_g}} \right) \end{aligned}$$

Si se considera que no existen irreversibilidades internas y externas, $\Delta S=0$, por lo tanto se obtiene el máximo coeficiente de perfomancia, que es:

$$COP_{\max} = \frac{T_e (T_g - T_0)}{T_g (T_0 - T_e)}$$

Para el sistema propuesto y conociendo que $T_g = 348 \text{ }^\circ\text{K}$, $T_0=303 \text{ }^\circ\text{K}$ y $T_e=276^\circ\text{K}$, el coeficiente de perfomancia máximo que es posible de obtener es:

$$COP_{\max} = \frac{276(348 - 303)}{348(303 - 276)}$$

$$COP_{\max} = 1.32$$

El coeficiente de rendimiento teórico para el equipo, se lo determina relacionando el calor que se pretende extraer o carga térmica con el calor que debe ser suministrado por el colector solar

$$COP = \frac{Q_T}{Q_S} = \frac{2538 \text{ BTU / dia}}{6414 \text{ BTU / dia}} = 0.4$$

3.4. Diseño del colector solar

Los colectores solares térmicos son dispositivos capaces de captar la radiación solar y comunicársela a un fluido, para su posterior aprovechamiento. Existen varios tipos de colectores solares y su aplicación depende de la temperatura que se quiera obtener, así para aplicaciones de baja temperatura (hasta $\approx 85^\circ\text{C}$) se utilizan colectores solares sin concentración, y para altas temperaturas se utilizan los colectores solares de concentración.

Para el propósito de este proyecto, la temperatura que se espera alcanzar es de alrededor de los 75°C, como ya se lo estableció anteriormente, por lo tanto el tipo de colector solar que se utilizará es del tipo sin concentración

Dentro de los colectores solares sin concentración hay algunos diseños, pero para la aplicación que se desea, se utilizará un colector solar de placa plana, que presenta la ventaja de trabajar con radiación directa y difusa, no requiere sistema de seguimiento solar y prácticamente no precisa de mantenimiento.

Como objetivo principal en el diseño del colector solar de placa plana es determinar cuál es área que se necesita para captar la energía que demanda el proceso de regeneración del amoníaco. Hay que considerar algunos factores que son:

- El recurso energético o radiación solar con que se cuenta en el sitio donde va ser instalado el colector
- Propiedades físicas tanto de la placa absorbente o superficie de captación (absortancia, emisividad, conducción) como de la cubierta transparente (transmitancia, reflectividad).

- Arreglo o disposición de la parrilla de tubos con respecto a la placa absorbente.
- Número de cubiertas transparentes.
- Perdidas de calor por conducción, radiación y convección debido a la diferencia de temperatura entre la superficie colectora y el medio ambiente.

Los materiales que se ha escogido para la construcción del colector son:

Placa colectora:

Para la placa colectora se utilizará una plancha de acero AISI 1018, de espesor (0.7 mm), cuya conductividad es de 63.5 W/m^{°K}.

A la placa colectora se le realizara un recubrimiento de pintura negra para aumentar su absortancia (aproximadamente $\alpha=0.9$), presenta la desventaja que al aumentar la absortancia también aumenta la emisividad ($\varepsilon_p=0.9$), lo que aumenta la perdidas por radiación, sin embargo la radiación emitida por la placa colectora es de mayor longitud de onda y estas son

generalmente retenidas por la cubierta transparente que es opaca a dicha radiación.

Para disminuir la emisividad de la placa se podría realizar tratamientos a la placa colectora con superficies selectivas, pero esto aumentaría en gran medida el costo del colector.

La parrilla de tubos irá sobre la placa colectora, por lo que ésta tendrá una forma ondulada que sigue la forma de la parrilla (ver plano 1), El contacto entre la parrilla de tubos con la placa colectora tiene que ser el máximo posible, ya que de esto depende en gran parte la transmisión de calor entre estos dos elementos

Cubierta Transparente

La cubierta transparente es la encargada de producir el efecto invernadero, reducir las pérdidas por convección y asegurar la estanqueidad del colector a la solución y al aire en unión con la carcasa y las juntas.

La cubierta transparente que se utilizara será de vidrio del tipo bajo en óxido de hierro (vidrio normal), de un espesor de 4 mm, cuya transmitancia τ es igual a 0.88 para longitudes de onda entre $0.3\mu\text{m}$ y $3.0\mu\text{m}$.

La reflectividad se considera despreciable por ser un vidrio bajo en oxido de hierro

Se utilizara solamente una cubierta de vidrio para el colector, dada que las condiciones de diseño así lo permiten

Parrilla de tubos y tanque de almacenamiento

La parrilla de tubos y el tanque de almacenamiento son los encargados de mantener a la solución en su interior y de transmitir el calor captado a ésta.

La parrilla de tubos, es básicamente un arreglo de tuberías en paralelo de 1/2" (D= 21.mm, d_i= 16 mm), unidas en sus extremos por dos tuberías de 1" (D= 33.4. mm, d_i= 27 mm) (ver plano).

El tanque de almacenamiento está diseñado para lograr el efecto termosifón en el colector para de esta manera obtener el calentamiento de toda la solución

Aislamiento.

El asilamiento evita las perdidas térmicas hacia el exterior, está ubicado en la parte posterior y lateral de la placa colectora

El aislamiento que se utilizará será espuma de poliestireno de un espesor de una pulgada (25.4mm) , tanto para la parte posterior como para la lateral; se ha elegido este material por su baja conductividad, su resistencia a la temperatura de trabajo y además por su bajo costo.

Carcasa

Es el elemento encargado de proteger y soportar los elementos que constituyen el colector solar, será construida de acero galvanizado (1 mm)

Una consideración importante en el diseño de la carcasa es que debe permitir que la cubierta sea desmontable. Su diseño puede observarse en los planos.

A continuación se presenta el diseño térmico del colector solar de placa plana.

En estado estable, el funcionamiento de un colector solar plano se puede describir mediante el siguiente balance de energía:

$$Q_{incid} = Q_u + Q_L + du / dt$$

donde Q_{incd} , es el calor total incidente absorbido por el colector, Q_u , es la energía útil que el colector transmite al fluido, Q_L , las

pérdidas de calor hacia los alrededores por radiación, convección y conducción, du/dt , es la rapidez de el cambio de energía interna almacenada en el colector que generalmente se lo desprecia por ser un valor muy pequeño.

El calor incidente real sobre la placa colectora se lo puede determinar con la siguiente relación:

$$Q_{incid} = I_p \alpha_s$$

donde I_p , es la irradiancia promedio y α_s , es el factor de corrección que determina el porcentaje de la radiación incidente llega a la placa colectora y es igual:

$$\alpha_s = \frac{\tau \alpha}{1 - (1 - \alpha) \rho_d}$$

ρ_d , es la reflectancia difusa, toma varios valores según el numero de cubiertas, para $N=1$, $\rho_d = 0.16$

La irradianción solar promedio para la ciudad de Guayaquil fue estimada en la sección 2.3, en 4150 W-h/m²día, para determinar la irradiancia se asume que toda esa energía es promocionada en 6 horas (funcionamiento del generador), por lo tanto se tiene que $I_p = 691$ W/m².

Reemplazando valores:

$$Q_{incid} = 556.7 \text{ W / m}^2$$

El valor de Q_L , se lo puede poner en función del coeficiente global de pérdidas de calor del colector U_L , que comprende las pérdidas de calor por convección, radiación y conducción, de esta manera se puede decir:

$$U_L = U_c + U_b$$

donde, U_c , es el coeficiente que considera los efectos convectivos y radiativos y U_b considera las pérdidas de calor por conducción por la parte posterior y las caras laterales.

Se han desarrollado algunas fórmulas empíricas que permiten determinar el valor de U_c . Lein (1973) propone, para placas absorbentes con temperaturas comprendidas entre 40 °C y 130°C y con error menor de $\pm 0.2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$, la siguiente ecuación:

$$U_c = \frac{1}{\frac{N}{\frac{344}{T_p} (T_p - T_a)^{0.31}} + \frac{1}{h_{viento}}} + \frac{\sigma (T_p + T_a) (T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.0425 N(1 - \varepsilon_p)} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_{cristal}} - N}$$

donde:

N , es el numero de cubiertas.

$$f = \left\{ 1 - 0.04 h_{viento} + 5 \times 10^{-4} (h_{viento})^2 \right\} (1 + 0.058 N)$$

$h_{viento} = 5.7 + 3.8 u$; u es la velocidad del viento en m/s (se utiliza la velocidad media, Tabla V)

$$\varepsilon_{cristal} = \varepsilon_{cubierta} = 0.88$$

T_P , es la temperatura promedio de la placa colectora, se asume 80°C

T_a , es la temperatura ambiente (temperatura media para guayaquil 31°C)

Reemplazando valores se tiene:

$$h_{viento} = 10.26$$

$$f = 0.68$$

$$U_c = 6.2 \text{ W } / ^\circ \text{ Km}^2$$

Para estimar el coeficiente U_b , se utiliza la siguiente relación:

$$U_b = \frac{K_{asi}}{b} + \frac{K_{ais} M P}{b A_c}$$

donde K_{ais} , es el coeficiente de conductividad del aislante, b el espesor de aislamiento (25mm), M es la altura del colector (110 mm), P es el perímetro y A_c el área.

Para estimar este coeficiente como para otros cálculos donde es necesario tener conocimiento del área de colección se asumirá una área inicial de colección de 2m^2 , luego este valor será confirmado o rechazado.

Reemplazando valores se tiene:

$$U_b = 1.4$$

Por lo tanto el coeficiente total de pérdidas es:

$$U_L = 7.6 \frac{W}{^\circ K m^2} \approx 8 \frac{W}{^\circ K m^2}$$

Conociendo el valor del coeficiente global para las pérdidas de calor, se puede estimar Q_L , el valor de Q_{incid} ya es conocido, por lo que para determinar Q_u solamente se tendría que despejar de la ecuación del balance de energía, pero esta forma de conocer Q_u es incorrecta ya que supone que la temperatura de la placa absorbidora (T_p) es constante, que es totalmente irreal, ya que ésta varía continuamente con el tiempo.

Una ecuación que permite calcular de una manera mas exacta el valor de Q_u , es:

$$Q_U = A_c F_3 (Q_{incd} - U_L (T_{sol} - T_a))$$

Donde

F_3 , es un coeficiente global que involucra todas las partes de la placa colectora, la temperatura del fluido y la cantidad de solución que se encuentra en los tubos del colector

Para conocer F_3 , primeramente se tiene que evaluar otros dos factores que son: el factor de eficiencia de la aleta F_1 y el factor de eficiencia de la sección F_2

La eficiencia de la aleta F_1 es una medida de cuán eficaz la radiación absorbida y convertida en calor en la placa colectora es conducida hacia la base o punto de unión entre el tubo y la placa. Su valor se lo puede determinar de la siguiente manera:

$$F_1 = \frac{\tanh \left[\sqrt{\frac{U_L}{k \delta}} \left(\frac{W - D}{2} \right) \right]}{\sqrt{\frac{U_L}{k \delta}} \left(\frac{W - D}{2} \right)}$$

donde δ es el espesor de la placa colectora, W es el espaciamiento entre tubos y D el diámetro exterior de los tubos.

Se ha determinado que el espaciamiento entre los tubos de 1/2" es de 95 mm (ver plano), de esta manera:

$$F_1 = 0.92$$

El factor de eficiencia de la sección (F_2) esta relacionado con el calor útil por unidad de longitud, que eventualmente debe ser transferido al fluido de trabajo y que es la suma del calor de conducción mas el calor por radiación solar que el tubo recibe. F_2 depende de la configuración escogida, (en el Apéndice B se observan las diferentes configuraciones con sus respectivas relaciones), de esta manera para el arreglo seleccionado se utilizara la siguiente relación :

$$F_2 = \frac{1}{\frac{W U_L}{\pi d_i h_{cF}} + \frac{W}{D + (W - D)F_1}}$$

donde h_{cF} , es el coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfase tubo fluido.

Para calcular el valor de h_{cF} , se asumirá el modelo correspondiente a un flujo de calor superficial uniforme y a condiciones laminares completamente desarrolladas, de esta manera se tiene:

$$Nu = \frac{h_{cF} d_i}{k} = 4.36$$

k es evaluada a la temperatura media ($T_m = (28+75)/2$) y es igual a 0.645 W/m⁰K, reemplazando valore se tiene:

$$h_{cF} = 187 \text{ W / } ^\circ \text{K m}^2$$

$$F_2 = 0.87$$

El factor F_3 , es conocido como el facto de evacuación de calor de colector , se define como el cociente de la velocidad real de transferencia de calor al fluido de trabajo y la velocidad de transferencia térmica a la máxima diferencia de temperatura entre el fluido absorbente del colector y el medio ambiente. F_3 está dado por la siguiente relación :

$$F_3 = \frac{G_{Fluido} C_{CF}}{U_L} \left(1 - e^{-\frac{U_L F_2}{G_{Fluido} C_{PF}}} \right)$$

Siendo G_{Fluido} el flujo másico por unidad de superficie y C_{PF} el calor específico del fluido.

Para determinar el calor específico de la solución se aplica (para las condiciones del punto 2 de la figura 3.4.):

$$C_{PF} = XC_p' + (1 - X)C_p''$$

$$C_{PF} = 0.52(5043) + (1 - 0.52)4184 = 4630.6 \text{ J / Kg}^\circ \text{K}$$

El valor calculado de G_{Fluido} , es $6.4 \times 10^{-2} \text{ kg/m}^2\text{s}$

Reemplazando valores se tiene que:

$$F_3 = 0.88$$

Por lo tanto, la ganancia total de energía útil por unidad de área del colector es:

$$\frac{Q_U}{A_c} = F_3(Q_{\text{incd}} - U_L(T_{\text{sol}} - T_a))$$

El valor de T_{sol} se la ha fijado en 75°C que es la temperatura que se espera alcanzar y por consecuencia esta es la temperatura que maximizaría las pérdidas, de esta manera se tiene:

$$\frac{Q_U}{A_c} = 0.88(556.7 - 8(75 - 31)) = 180 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

El tanque de almacenamiento será construido de acero AISI 1018, de espesor 1/8" y tendrá un volumen total de 21 litros (ver plano 1). Es importante determinar cuál es el espesor de aislamiento necesario para reducir las pérdidas de calor al

ambiente y para ello se ha asumido el modelo de un cilindro isotérmico que se encuentra sujeto a un flujo externo que para este caso se trata de aire a la velocidad media para la ciudad de guayaquil (tabla()). Se utilizará fibra de vidrio como aislante ($k=0.038$)

El numero de Nusselt viene dado por la siguiente relación:

$$Nu = c \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

El numero de Reynolds es igual a:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\mu} = 16882$$

para este valor las constantes c , m y n son respectivamente 0.193; 0.618 y 0.37.

Reemplazando valores se tiene:

$$Nu = 82.5$$

$$h_e = 8.7 \text{ W } / ^\circ \text{ Km}^2$$

Realizando un balance de energía al tanque de almacenamiento y asumiendo que la temperatura promedio de la pared del tanque es 52°C ($T_p=(28+75)/2$) y que la

temperatura ambiente es 31°C, se puede decir que el calor que se transmite por conducción a través del aislante es igual al calor que se trasmite al ambiente por convección, es decir:

$$Q_{cond} = Q_{conv}$$

$$\frac{T_{si} - T_{se}}{\ln(r_e/r_i)} = \frac{T_{se} - T_a}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K}} = \frac{T_{se} - T_a}{h_e (2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot L)}$$

Asumiendo un aislamiento de 2.5 cm de espesor, se tendrá una pérdida de calor al ambiente de aproximadamente 22 W, esta carga debe ser adicionada a la carga requerida para el proceso de generación

Finalmente para determinar el área que se necesita se aplica:

$$A_C = \frac{Q_{requerido}}{Q_{util}}$$

$$A_C = \frac{(313 + 22) W}{180 W / m^2}$$

$$A_C = 1.86 m^2$$

En consecuencia el área de captación del colector solar que es necesaria para satisfacer la energía que demanda el equipo es

de 2 m² (se confirma el valor asumido). En los planos pueden observarse los detalles de construcción.

3.5. Diseño del evaporador

El evaporador es el lugar del equipo donde se produce el intercambio térmico entre el refrigerante y el medio a enfriar.

El evaporador para el enfriador solar consistirá en un serpentín de aluminio por cuyo interior circulará el amoniaco a la presión correspondiente de evaporación. El serpentín estará sumergido en el agua que se utiliza como refrigerante secundario, dentro de la cámara auxiliar.

El proceso de transmisión de calor es el siguiente, la carga térmica existente en la cámara principal y los alrededores es transferida hacia las paredes por convección natural, ésta a su vez al agua o fluido secundario y finalmente este calor es transmitido hacia el amoniaco a través de la paredes del serpentín, lo que provoca que el amoniaco se evapore. La energía que se retira (carga térmica) y que es proporcionada al amoniaco para su evaporación, produce el efecto refrigerante.

El proceso de evaporación se realiza a temperatura uniforme (temperatura de saturación del amoniaco a la presión de

evaporación), es por ello para determinar el coeficiente de transmisión de calor, se usará el modelo para un cilindro horizontal isotérmico que se encuentra sumergido en un fluido y cuya forma de transmisión de calor es por convección libre.

Se asume una tubería de un diámetro de 1/4" para el serpentín (D= 13 mm di=9 mm)

El número de Nusselt viene dado por la siguiente relación:

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

El numero de Rayleigh es:

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_m - T_{pared}) D^3 Pr}{\nu^2}$$

Se asume una temperatura de pared igual a 4°C , T_m fue anteriormente establecida en 16 °C . Todas la propiedades del agua son evaluadas a la temperatura de película ((T_m+T_{pared})/2), así:

$$T_f = 10^\circ C = 283^\circ K; \nu = 1.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}; Pr = 9.39; \beta = 86.876 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$$

$$K = 0.586 \text{ W} / \text{m}^\circ \text{K}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$Ra_D = 1247142$$

$$Nu_D = 10.16$$

Por lo tanto el coeficiente de transmisión de calor es:

$$h_e = \frac{K Nu_D}{D}$$

$$h_e = 458 \frac{W}{\circ K m^2}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{mL} = \frac{(T_m - T_{sat}) - (T_{fi} - T_{sat})}{\ln \left(\frac{(T_m - T_{sat})}{(T_{fi} - T_{sat})} \right)}$$

$$\Delta T_{mL} = 5.8^\circ C$$

Con estos datos, se procede a calcular la longitud del serpentín:

$$L = \frac{Q_r}{\pi D h_e \Delta T_{mL}}$$

$$L = 0.85 m$$

Asumiendo un 30% de seguridad, $L = 1.1 m$

En el plano 2 pueden observarse los detalles de construcción de la cámara y la disposición del serpentín

3.6. Diseño del condensador.

El condensador será diseñado para que rechace calor al aire ambiente, por lo que el coeficiente de transmisión de calor posible de obtener será muy pequeño, es por ello que se utilizará un serpentín de acero con un arreglo de aletas, y de esta manera se obtendrá una mayor superficie de transferencia de calor

Por la naturaleza intermitente del equipo, la condensación también se realizará en determinadas horas del día, se ha considerado 6 horas,

El diámetro del serpentín será de 1/4 " ($D=13$ mm; $d_i=9$ mm)

El calor que tiene que disipar el condensador se lo puede dividir en dos partes: la primera donde se rechaza calor sensible ya que el amoníaco viene sobrecalentado del generador, y la segunda donde se rechazar calor latente, donde finalmente se produce la condensación del gas.

El calor sensible a disipar es:

$$Q_{senc} = m (h_{sobrec} - h_g)$$

$$Q_{senc} = 13 \text{ W}$$

y el calor latente es:

$$Q_{latent} = m (h_g - h_f)$$

$$Q_{latent} = 127 \text{ W}$$

El calor total de condensación Q_c , es igual a 140 W.

Se puede notar que el calor sensible o calor de sobrecalentamiento es menor al 10% de la carga total de condensación, por lo que para efectos de diseño se considerará que la transferencia de calor se realizará por la diferencia de temperatura entre la temperatura de condensación y el medio ambiente.

Para establecer el área necesaria para que se produzca la condensación es necesario primeramente determinar el coeficiente de transmisión de calor entre el serpentín y el medio ambiente (no se considera el arreglo de aletas), para ello se utiliza la correlación que es aplicada para la convección libre para un cilindro isotérmico sumergido en un fluido, así el número de Nusselt viene dado por la siguiente relación

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

donde Ra_D , es igual a:

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_{pared} - T_m) D^3 Pr}{\nu^2}$$

Se ha supuesto la temperatura de la pared del serpentín en 36°C y la temperatura ambiente en 26°C (temperatura en las primeras horas de la noche) las propiedades se evalúan a la temperatura de película, así se tiene:

$$T_f = 34^\circ C = 307^\circ K; \quad \nu = 15.89 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}; \quad Pr = 0.707;$$

$$\beta = 3.34 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}; \quad K = 26.3 \times 10^{-3} \text{ W} / \text{m}^\circ \text{K}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$Ra_D = 2013.6$$

$$Nu_D = 3.03$$

Por lo tanto:

$$h_e = \frac{K Nu_D}{D} = 6.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ \text{K}}$$

Para aumentar la superficie de transferencia de calor se ha considerado un arreglo de aletas que están dispuestas anularmente al serpentín y de perfil rectangular, el material escogido es aluminio. Para determinar la cantidad total calor que es posible de transmitir por convección de las aletas y de la superficie sin aletas, se puede utilizar la siguiente relación:

$$Q_c = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] (T_c - T_\alpha)$$

donde, A_f es el área corregida de la aleta, N es el numero de aletas, η_f es la eficiencia de la aleta y A_t es la superficie total de transmisión de calor.

La eficiencia de la aleta se la puede determinar con la ayuda de la figura 3.7, donde se estableció que el valor para r_2 sea igual a 40 mm, r_1 es el diámetro exterior del serpentín (13 mm), y de esta manera se pueden calcular los restantes parámetros necesarios para determinar la eficiencia de la aleta; así se tiene que

$$L_c^{3/2} (h / kA_p) = 0.3 \text{ y } r_{2c} / r_1 = 3$$

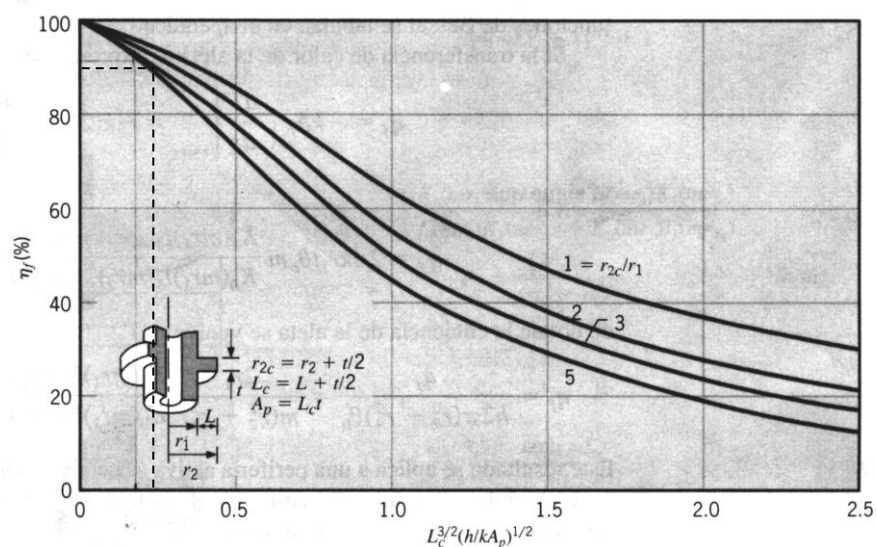


Fig. 3.7. Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular (tomada de Incropera y De Witt)

La eficiencia de la aleta queda establecida en 89%.

El área de la aleta (A_f) es igual a $9.23 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ y el número de aletas que se ha determinado para obtener una longitud de serpentín igual a 6 m es 230.

La construcción de un condensador de este tipo aumentaría el costo del equipo, es por ello que se ha tomado la alternativa de utilizar un condensador previamente fabricado, que consiste en un serpentín de acero de 10 metros de longitud ($D = 5 \text{ mm}$; $d_i = 3 \text{ mm}$) y que para aumentar el área de transmisión de calor se ha dispuesto un arreglo de aletas que es básicamente alambres de acero ($D = 1.5 \text{ mm}$) que están soldados transversalmente al

serpentín (ver plano 3); con este condensador se espera obtener buenos resultados en la disipación de calor que es propio del proceso de condensación.

3.7. Selección de válvulas e instrumentos de medición.

Dado que el equipo es de tipo experimental, su operación será manual, es por ello que las válvulas escogidas para su funcionamiento deben cumplir con las siguientes características: 1) producir la menor caída de presión posible cuando el fluido pase a través de ésta, 2) un cerramiento fiable sin ningún tipo de fuga y 3) facilidad de operación.

Considerando estos tres puntos, el tipo de válvula que se utilizará tanto para la línea que une el evaporador con el colector solar como para la tubería que une el condensador con el colector, así como también la válvula que impide o permite el paso del refrigerante del condensador hacia la válvula de expansión, todas ellas serán válvulas de bola y servirán, como se lo explico anteriormente, para el control y operación del sistema.

Para el dispositivo de expansión se ha considerado un tubo capilar de un milímetro de diámetro y dos metros de longitud, con esto se espera conseguir la caída de presión necesaria y de esta manera obtener la temperatura requerida en el evaporador.

Para la operación del sistema es de fundamental importancia controlar la presión del equipo, especialmente del conjunto generador-absorbedor (colector solar), es por ello que se hace necesario la utilización de un manómetro, que permita conocer cuando se logra la presión de condensación durante las horas de regeneración de amoniaco y la presión de saturación de la mezcla cuando se produce la absorción, ya que de esto dependerá el accionamiento de las respectivas válvulas.

También es necesario la utilización de tres termómetros, uno de ellos es un termómetro digital que permitirá censar en varios puntos la temperatura que se obtiene en la placa colectora durante las horas de radiación solar, el segundo servirá para censar la temperatura dentro de la cámara auxiliar y finalmente el tercer termómetro es para la cámara de enfriamiento

3.8. Dimensionamiento de tuberías.

Para determinar la dimensión de las tuberías que conectan cada una de las partes del sistema, se realizará una analogía con el sistema vapor compresión, de esta manera se puede decir, que la línea que une el evaporador con el colector solar corresponde con la línea de aspiración, la línea que une el colector solar con el condensador corresponde a la línea de descarga y finalmente

la línea que une el condensador con el evaporador es la línea de líquido.

Para determinar el área transversal para cada línea, puede determinarse con la siguiente ecuación:

$$A = \frac{\dot{m}v}{V}$$

Donde los valores de velocidad recomendados para cada una de las líneas se han establecido de la siguiente manera:

- a) Línea de aspiración: 15 – 20 m/s
- b) Línea de descarga: 12 – 25 m/s
- c) Línea de líquido: no exceder 1 m/s

Considerando que la potencia frigorífica del equipo es pequeña y que la temperatura de evaporación es mayor a 0°C, las velocidades que se aplican tanto para la línea de aspiración como para la línea de descarga corresponden a los valores inferiores, para la línea de líquido se utilizara 0.2 m/s. El flujo másico y el volumen específico dependen de las condiciones de la correspondiente sección.

Tomando en cuenta lo antes mencionado y la disponibilidad de la tubería en el medio, los conductos que se utilizarán para cada una de las líneas del sistema, serán de 3/16" ($D=5$ mm; $d_i=3$ mm).

CAPITULO 4

4. CONSTRUCCIÓN Y EXPERIMENTACIÓN DEL EQUIPO.

4.1. Materiales usados en la construcción

Para la construcción del equipo se ha perseguido que los materiales sean de fácil obtención en el medio y además que los costos de los mismos sean los mas bajos posible.

Para la construcción de la cámara de enfriamiento se ha utilizado plancha de acero galvanizado, para evitar la corrosión que se pueda presentar, especialmente en la cámara secundaria que esta en continuo contacto con el agua que actúa como refrigerante secundario. El aislamiento que se utilizará, como se mencionó anteriormente, es espuma de poliestireno, y el serpentín del evaporador será construido de aluminio.

Los materiales que se han seleccionado para la construcción del colector solar, se encuentran descritos en la sección 3.4, donde se detalla cada una de las partes constituyentes con los respectivos materiales a utilizar.

El condensador se la adquirió prefabricado y consiste en un serpentín de acero (3/16") , al cual se le ha dispuesto un arreglo de aletas. Como parte de la unidad de condensación se encuentra el tanque acumulador el cual será construido de plancha de acero AISI 1018 de 1/8".

Todas las conexiones que unen cada una de las partes integrantes del sistema, serán roscadas

4.2. Costos.

A continuación se presenta el detalle el costo de los materiales utilizados en la construcción del equipo.

EVAPORADOR			
	PRECIO UNITARIO (\$)	CANT.	PRECIO TOTAL (\$)
Lámina de acero galvanizado 1.1 mm; 1.2 x2.4 m	28.00	3 u	84.00
Espuma de poliestireno, 8 cm de espesor, alta densidad, 2x1 m	14.00	3 u	42.00
Tubería de aluminio	0.70	2 m	1.40
Empaque	0.50	4 m	2.00
Chapas	2.00	2 u	4.00
Bisagra	1.50	4 u	6.00
Válvula de bola ¼"	2.25	1 u	2.25
Uniones	4.00	2 u	8.00
Soldadura de estaño	2.50	2 l b	5.00
Sellador	3.00	1 u	3.00
Remache 1/8x1/2"	0.02	100 u	2.00

CONDENSADOR				
Condensador	10.00	1	u	10.00
Tanque acumulador				
Lamina AISI 1018, 1/8"; 0.63x0.20 m	5.00	1		5.00
Uniones 1/4"	2.50	2	u	5.00
Válvula de bola 1/4"	2.25	1	u	2.50
Neplo macho	2.50	2	u	5.00
Bushing	1.20	2	u	2.40
Soldadura, electrodo 6011	0.80	1/4	Lb	0.20
COLECTOR SOLAR				
Lámina de acero galvanizado 0.7mm; 1.2 x2,4 m	19.00	1		19.00
Espuma de poliestireno, 2.5 cm de espesor, 2x1 m	5.00	2		10.00
Tubería de acero galvanizado 1/2"	2.30	19	m	44.33
Tubería de acero galvanizado de 1"	4.60	3	m	13.80
Lamina AISI 1018, 0.7mm	16.14	1		16.14
Lámina AISI 1018, 1/8"; 0.63x0.70 m	12.00	1		12.00
Lana de vidrio 1.2x0.6 x0.02m	2.50	2		5.00
Vidrio 0.484x0.97 m	4.20	4		16.80
Codo 1"	0.70	3		2.10
Unión universal 1"	1.00	2		2.00
Unión 1/4"	1.00	4		4.00
Válvula de bola 1/4"	2.25	2		4.50
Tapones 1"	0.70	2		1.40
Pintura	2.50	1	lt	2.50
VÁLVULA DE EXPANSION				
Capilar de acero	2.00	2	m	4.00
Unión	1.80	2	u	3.60
SUSTANCIAS				
Amoniaco	1.20	10	Kg	12.00

Agua destilada	0.50	10	lts	5.00
INSTRUMENTOS				
Manómetro, (acero inoxidable)	39.00	1		40.00
TOTAL				407.92

4.3. Montaje y puesta en marcha.

Para el montaje del equipo primeramente fue necesario determinar un lugar donde se pudiera contar con el recurso energético durante todo el transcurso del día, evitando la presencia de elementos que pudieran proyectar sombra y que obviamente perjudicarían a la captación de la radiación solar.

El equipo fue armado de acuerdo a lo anteriormente explicado y se lo puede observar en la figura 4.1. Un importante aspecto que se consideró es la hermeticidad que deben tener cada una de las juntas o uniones, con el fin evitar posibles fugas que disminuirían la concentración de la mezcla y que afectaría directamente en la realización de la experimentación.

En la figura 4.2, se muestra las conexiones en la parte posterior del equipo, que son las que unen el colector solar con el evaporador y el condensador



Fig. 4.1. Refrigerador Solar



Fig.4.2. Vista posterior del prototipo

El procedimiento para cargar el sistema es el siguiente:

1. Hacer vacío al sistema.
2. Ingresar el agua destilada (9.25 lts), las válvulas que comunican el colector solar con el condensador y el evaporador deberán estar cerradas.
3. Se procede a formar la solución amoniacal, ingresando amoniaco liquido al sistema, la mezcla quedará finalmente establecida cuando la presión de vapor de amoniaco alcance 70 psia y tenga una temperatura aproximada de la solución de 28°C, por ello es preferible cargar el sistema durante la noche.

En la figura 4.3 y 4.4, se muestra como fue cargado el sistema, primeramente fue el agua destilada y luego el amoniaco.



Fig. 4.3 Suministro de agua al sistema



Fig. 4.4 Suministro de amoniaco al sistema

De esta manera el equipo esta listo para la experimentación.

4.4. Experimentación de los componentes del prototipo.

4.4.1. Evaporador

La operación del evaporador se la ha dividido en: operación diurna y operación nocturna, en la primera de ellas se considera la variación de la temperatura del agua que actúa como refrigerante secundario y su repercusión que tiene en la cámara principal, y en la segunda se considera el efecto de enfriamiento que se produce al circular el amoniaco por el serpentín del evaporador.

Durante el día, un factor importante a conocer es la eficiencia con que el aislamiento desempeña su función, considerando los parámetros de diseño para los cuales fue dimensionado, para ello es necesario conocer la variación que experimenta la temperatura en las dos cámaras que conforman el enfriador.

Durante la operación nocturna se produce el efecto de enfriamiento al circular amoniaco por el serpentín del evaporador, al igual que en el caso de la operación diurna se mide la temperatura tanto en cámara secundaria como de la principal. En la sección 4.5 se

muestra las gráficas que indican las temperaturas que se tienen en el evaporador en función del tiempo.

4.4.2. Condensador.

El principal objetivo es comprobar si la opción que se tomó de usar un condensador prefabricado, como se lo menciono en la sección 3.6, produce buenos resultados, cumpliendo el propósito de evacuar el calor que es propio del proceso de la condensación y con ello producir el cambio de estado del refrigerante.

El funcionamiento del condensador se lo determina de manera indirecta conociendo la masa de refrigerante que se acumula en el tanque receptor del condensador. Otro factor que también es importante establecer es el tiempo de operación del condensador.

4.4.3. Colector solar

La operación del colector solar es fundamental para el funcionamiento del sistema, ya que es el elemento que transfiere la energía recibida a la solución. Los parámetros que se han medido son: la temperatura que logra la mezcla, la presión que se obtiene en esta parte

del sistema y también se determina el cambio en la concentración del agua amoniacal.

Es importante comprobar si se obtienen las temperaturas y la presión de trabajo en la etapa de generación, sabiendo que para abrir la válvula que comunica el colector solar con el condensador (operación diurna) y permitir el flujo de vapor de amoniaco, mínimo se debe alcanzar 65°C y 205 psia respectivamente.

Para la operación nocturna, la cubierta transparente y el aislamiento del tanque de almacenamiento y de las tuberías deben ser retirados, con el objetivo de disponer de mayor área para la disipación de calor que permita tener las condiciones adecuadas en el colector solar que facilite el flujo del vapor de amoniaco desde el evaporador.

4.5. Curvas de funcionamiento.

El funcionamiento del equipo se lo resume en los siguientes gráficos que permiten observar el comportamiento del sistema.

En la figura 4.5, se muestra el cambio que experimenta la temperatura en la cámara secundaria, en la figura 4.6 se expone lo que sucede en la cámara principal; las mediciones se han realizado a cada hora durante todo el transcurso del día

En la figura 4.7, se presenta el comportamiento de la temperatura de la solución en el colector solar, en la figura 4.8 se expone la variación de la presión en dicho componente del sistema, los dos anteriores son en función del tiempo, y finalmente en la figura 4.9 se grafica la variación de la presión en función de la temperatura para esta elemento del prototipo.

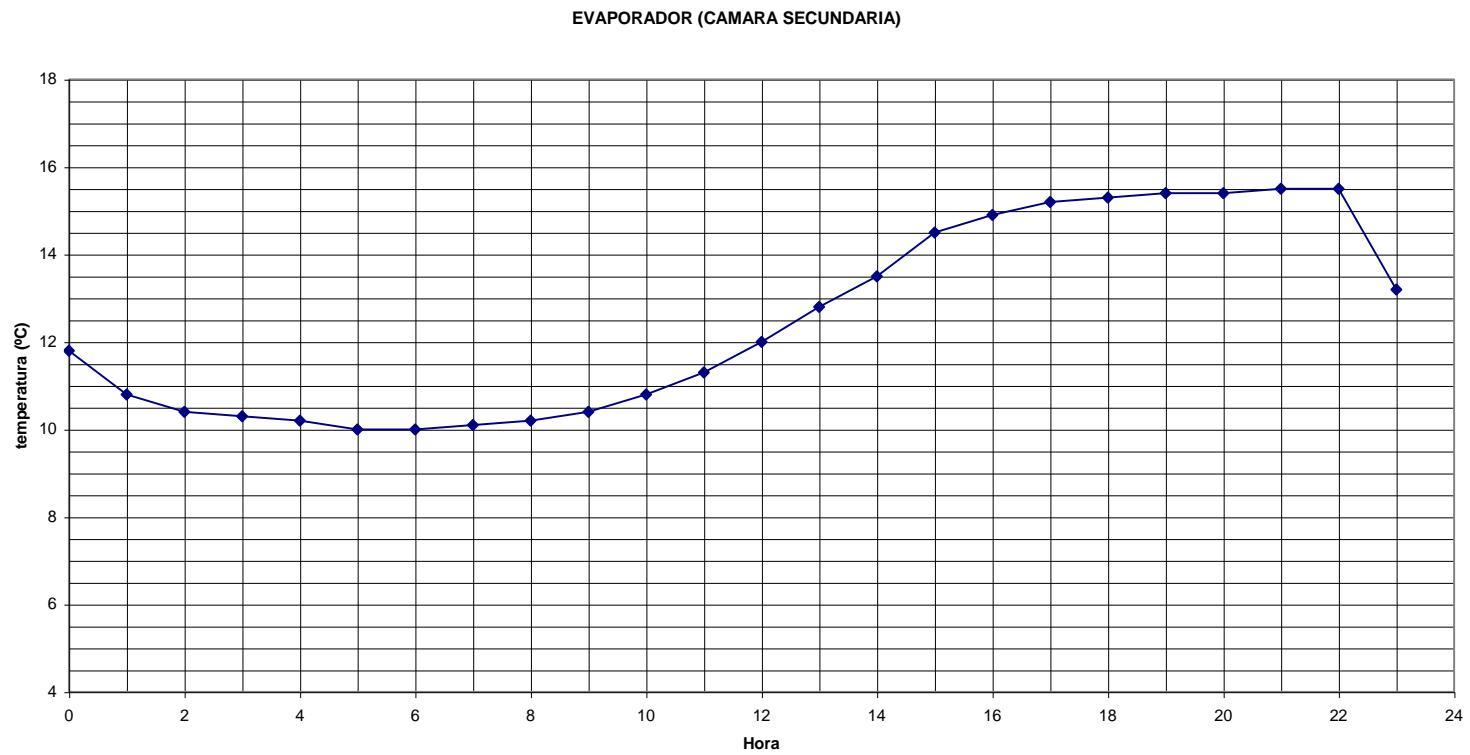


Fig. 4.5 Comportamiento de la temperatura en el evaporador (cámara secundaria)

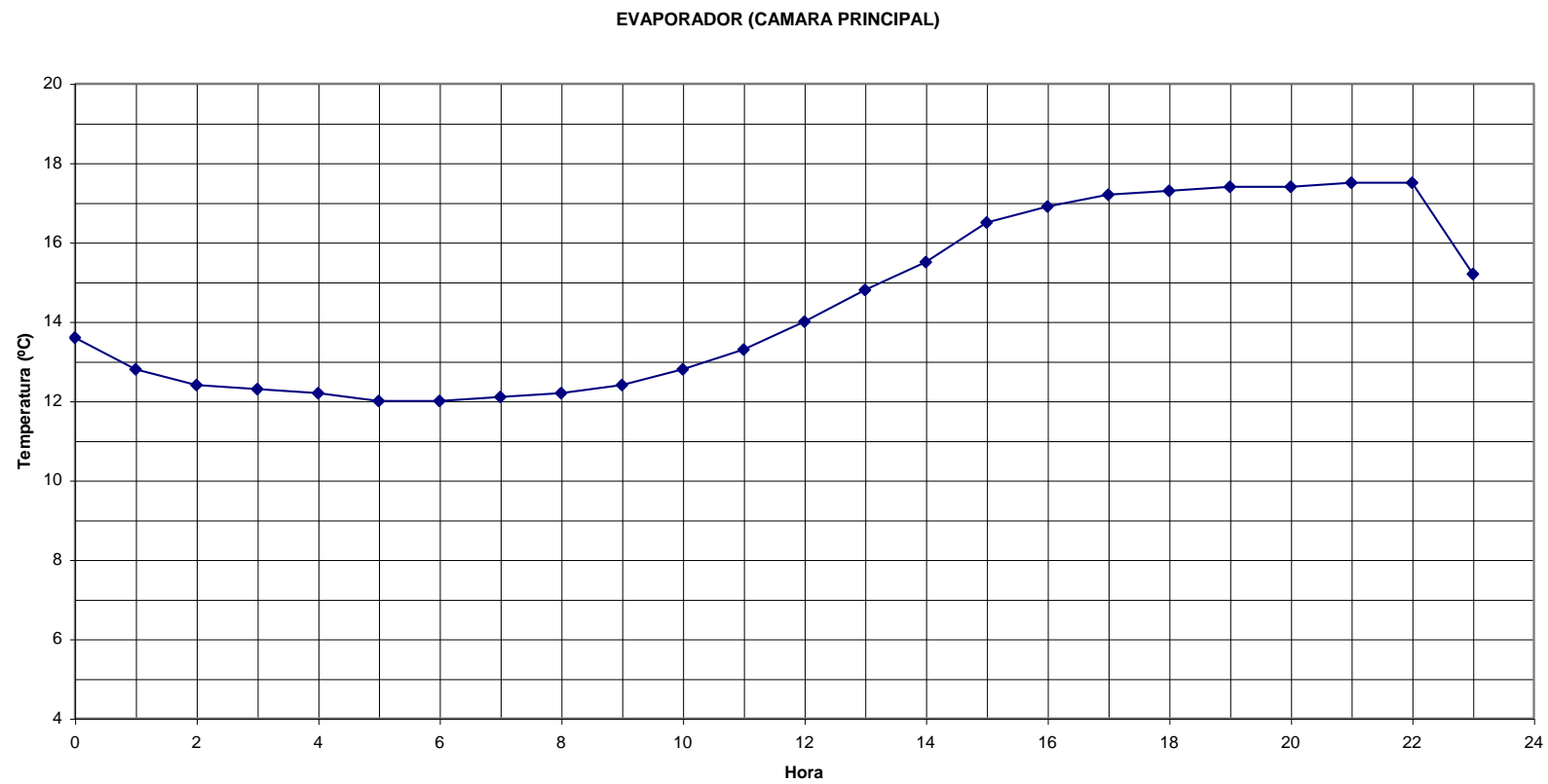


Fig. 4.6. Comportamiento de la temperatura en el evaporador (cámara principal)

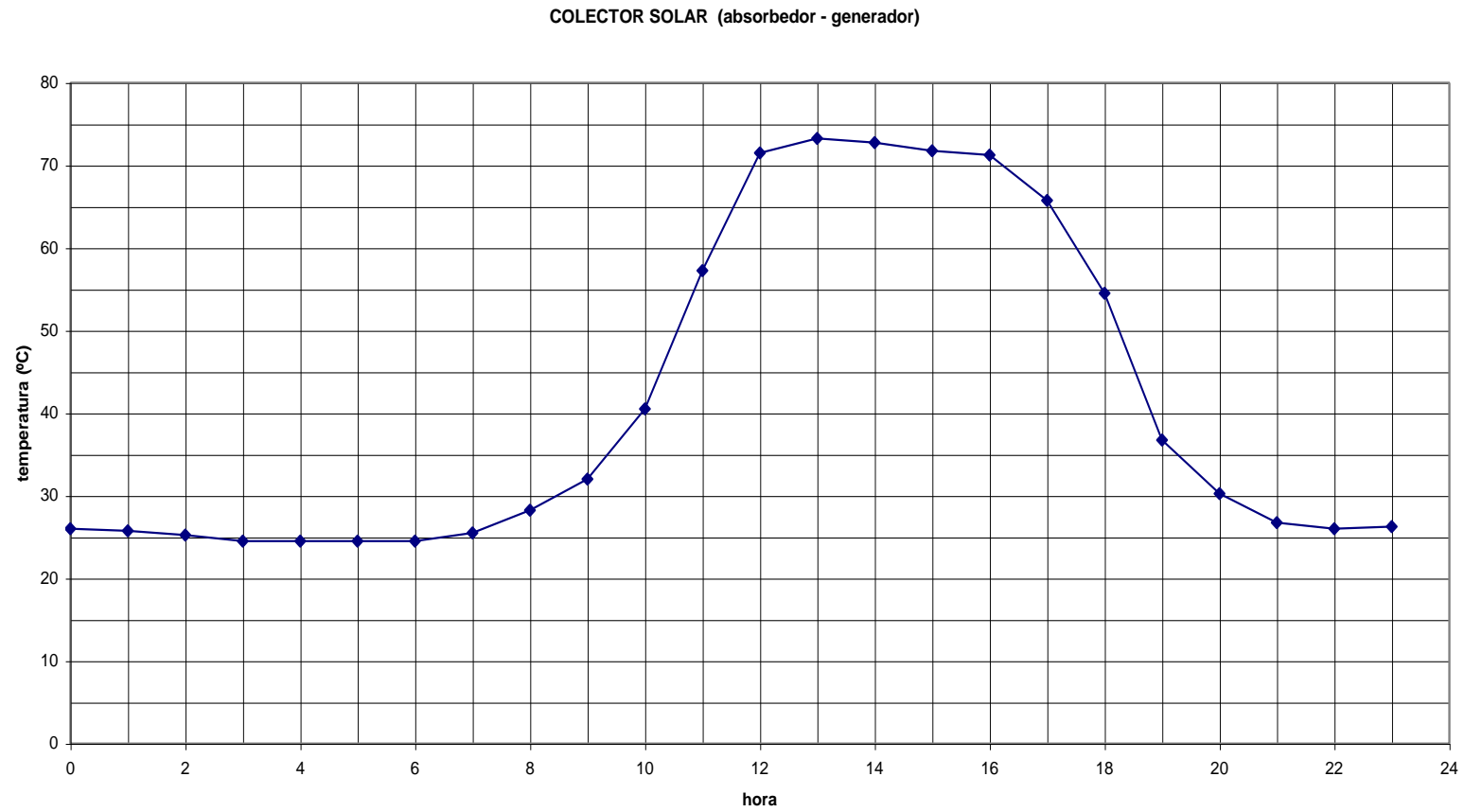


Fig. 4.7 Comportamiento de la temperatura en el Colector Solar (absorbedor-generador)

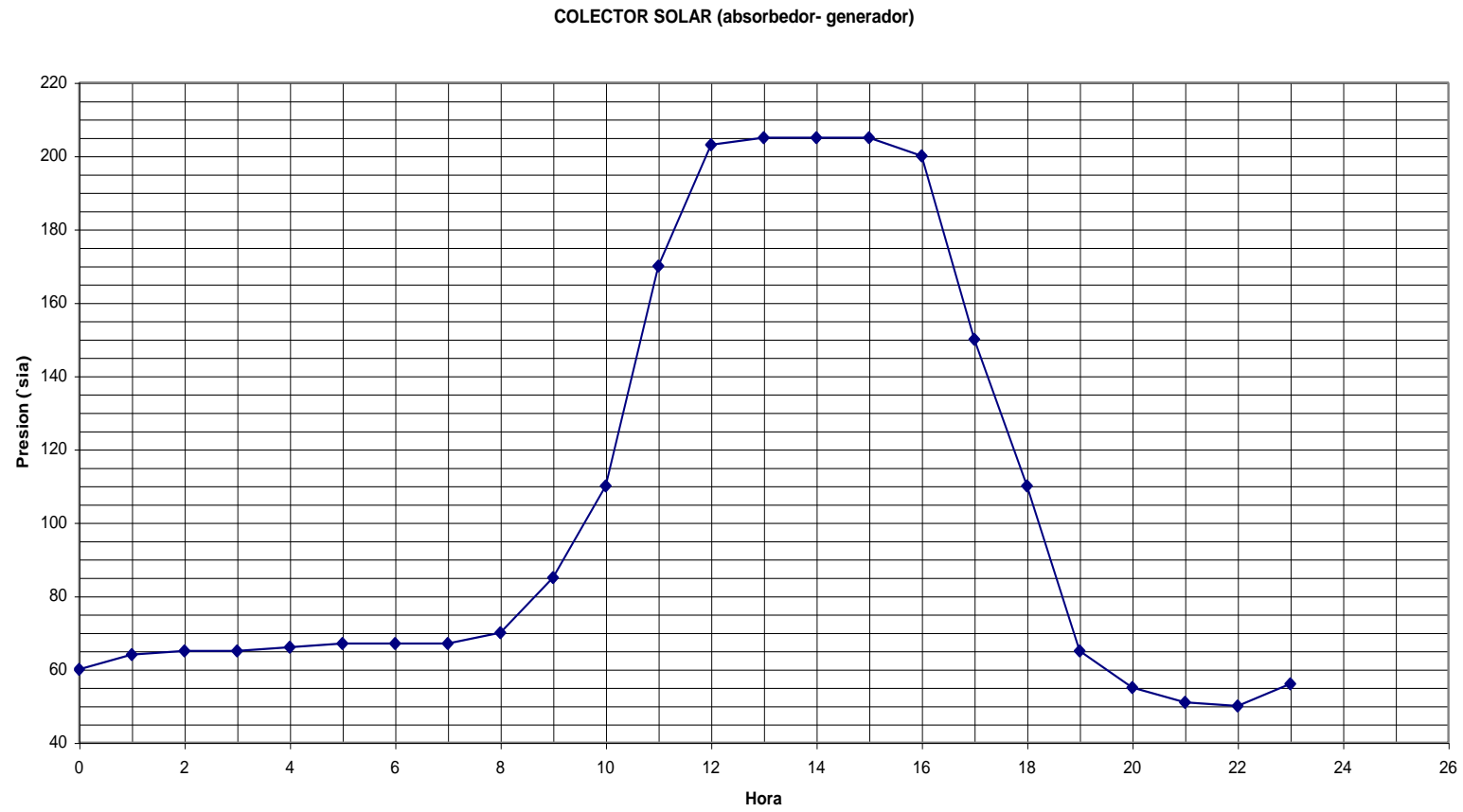


Fig. 4.8 Comportamiento de la presión en el colector solar (absorbedor-generador)

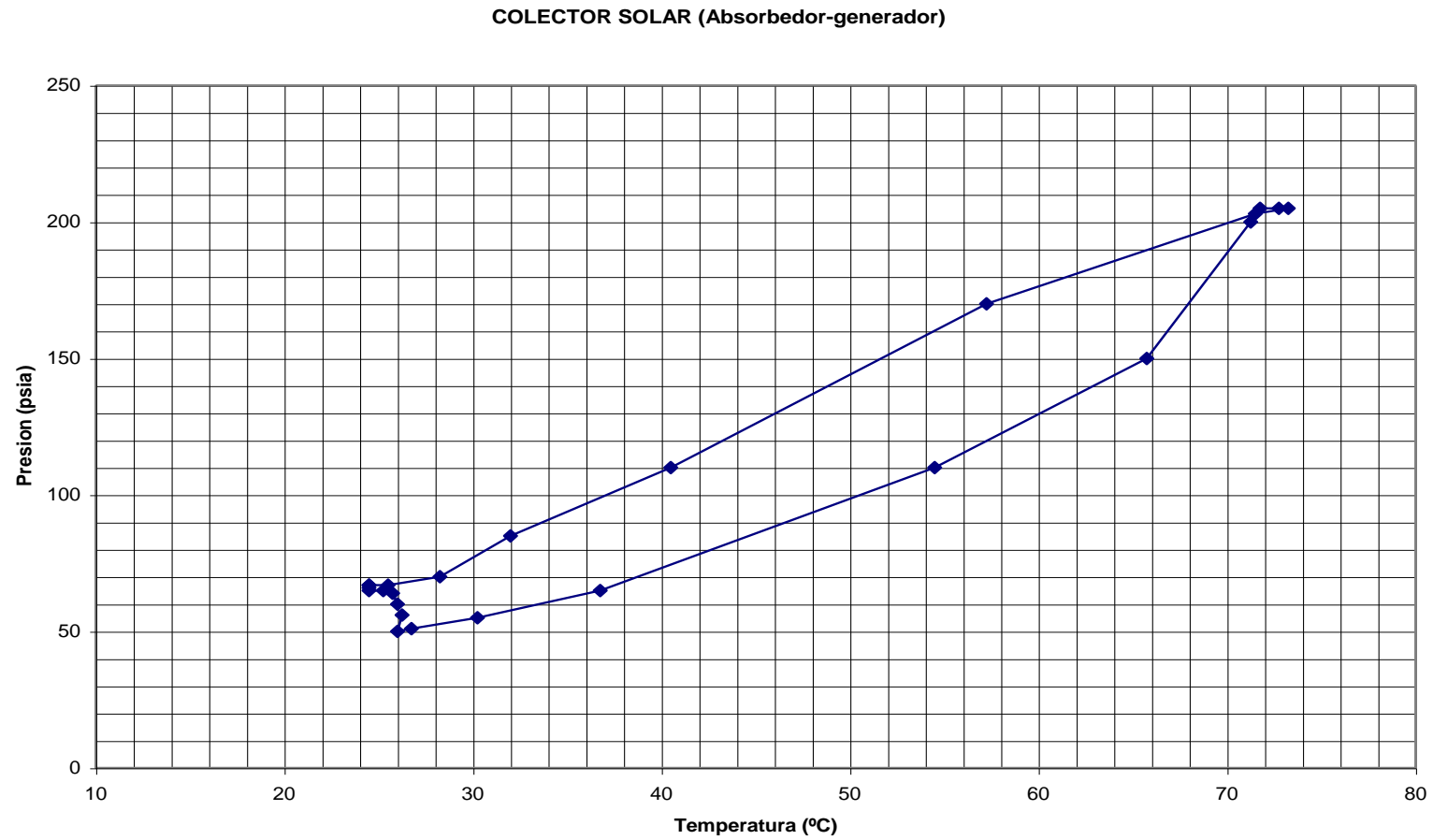


Fig. 4.9. Presión vs Temperatura en el colector solar (absorbedor Generador)

4.6. Resultados y Análisis

El análisis del funcionamiento del equipo, se lo dividirá en tres partes: el evaporador, el condensador y finalmente el colector solar

Las temperaturas que se obtienen en el evaporador son aceptables, aunque son mayores a las que se pretendía dentro de los parámetros de diseño, la temperatura que se alcanza en el evaporador depende fundamentalmente de la etapa de generación, es decir en los días en los cuales se tenía una buena insolación, era mayor la energía que se le transmitía a la mezcla, por lo tanto se obtenía una mayor temperatura de la solución con su respectivo aumento de presión en el generador y como consecuencia existía una mayor generación de amoníaco para su posterior condensación y su final circulación por el serpentín del evaporador.

Durante la operación nocturna, se logra obtener temperaturas de hasta 10°C en la cámara secundaria y alrededor de los 12°C en la cámara principal, lo que demuestra que si se obtuvo un enfriamiento significativo, aunque no es el que se esperaba después de el diseño

Entre la temperatura en la cámara principal y la cámara secundaria, generalmente existe una diferencia de dos a tres grados centígrados, a pesar que existe una gran área de contacto, esto se debe a que los coeficientes de transferencia de calor son pequeños debido a que la transferencia de calor es por convección natural.

Durante el día, la eficiencia del aislamiento juega un papel muy importante en la variabilidad de la temperatura del agua de la cámara secundaria, considerando los parámetros de diseño para los cuales se dimensionó el espesor del aislamiento se puede decir que el resultado es positivo, ya que el mismo fue dimensionado para obtener una variación de 3°C en el agua que actúa como refrigerante secundario, pero en promedio el aumento fue de 5 °C, para las dos cámaras, es así que al termino del día y en las primeras horas de la noche la temperatura que se obtuvo en la cámara secundaria es de alrededor de los 15 °C y de 18 °C en la cámara principal.

En el condensador, la cantidad de liquido condensado guarda directa relación con la cantidad de amoniaco a alta presión generado y esto a su vez con la cantidad de energía suministrada, por consiguiente en los días de gran insolación,

al existir un mayor flujo de vapor amoniaco se obtenía mayor cantidad de refrigerante liquido luego de su paso por el condensador.

En los días en los cuales se tenía abundante radiación solar se pudo condensar hasta 3 libras de amoniaco, siendo generalmente la operación del condensador de 11 am hasta 3 pm, tiempo en el cual se tenía generación de amoniaco en el generador.

En el colector solar la solución experimenta un periodo de elevación de temperatura y presión hasta alcanzar sus máximos valores 73°C y 205 psia respectivamente, entre las 11 am y 3 pm aproximadamente, en días despejados, y a partir de las 4 pm, hora en que disminuye la radiación solar, empieza el proceso del enfriamiento del colector que es necesario para reunir las condiciones necesarias para el proceso de absorción.

El flujo de vapor de amoniaco, no se realiza hasta que se alcance la presión de condensación (≈ 205 psia), y esto a su vez se logra cuando la temperatura de la solución es aproximadamente 68°C, generalmente esto se lo obtenía entre las once y doce de la mañana (días despejados), y con esto se procedía a la apertura de la respectiva válvula.

Una vez abierta la válvula que une los dos elementos antes mencionados, la concentración de la solución empieza a disminuir (se considera a presión constante), la concentración inicial aproximadamente es del 52%, pero con el suministro de energía empieza a cambiar, en promedio la reducción en la concentración es del 1% por cada hora de generación; la concentración final esta alrededor del 47%.

La absorción se realiza a partir de las 10 pm momento en el que se abren las válvulas que comunican el tanque receptor del condensador con el evaporador, y éste con el absorbedor, este proceso continua hasta alrededor de las 5 am, momento en que se igualan las presiones del evaporador y absorbedor. La presión final que se obtiene luego del proceso de absorción esta alrededor del 65 psia, y la temperatura de la mezcla es de 26°C.

Como se puede observa en la figura 4.9, la presión que alcanza la solución en la etapa de generación, esta directamente relacionada con la temperatura que alcanza ésta y de manera intrínseca con la concentración de la mezcla, y esto se lo puede notar, ya que cuando empieza a disminuir la presión y temperatura (proceso 4-1, sección 3.2) para dar paso a la

absorción, a pesar que la temperatura es todavía elevada (en las primeras horas de la tarde) la presión ya es menor, debido a la generación de vapor amoniaco.

Como una acotación, cuando los días eran nublados, no se logró la temperatura y presión de trabajo, es por ello que las pruebas fueron desechadas, esto demuestra la dependencia que tiene el sistema con las condiciones climáticas.

4.7. Determinación del rendimiento real

El coeficiente de perfomancia, como ya es conocido es igual a:

$$COP = \frac{Q_r}{Q_s}$$

donde Q_r , es el calor retirado de la cámara de enfriamiento y Q_s es el calor suministrado al generador

Para establecer el calor real que es retirado de la cámara de enfriamiento, se considerará que la masa de refrigerante contenida en tanque receptor es aquella que circula por el evaporador y produce el enfriamiento en el evaporador; de acuerdo a la experimentación estos valores son 3 libras y 10 °C respectivamente, de esta manera se tiene:

$$Q_r = m_{ref}(h_v - h_L)$$

$$Q_r = 3.(625.2 - 151.7)$$

$$Q_r = 1420.5 \text{ BTU / dia}$$

Ahora es necesario conocer el calor que se le suministra a la solución, para ello se realiza un balance de energía al generador, similar al descrito en la sección 3.2, pero esta vez se considera la masa de vapor de amoníaco que realmente se generó (3 lb), así se tiene:

$$Q_s = M_B h_B + M_A' h_A' + M_A'' h_A'' - M_C' h_C' - M_C'' h_C''$$

$$Q_s = 5345.85 \text{ BTU / dia}$$

Por lo tanto COP real es igual a:

$$COP = \frac{Q_r}{Q_s} = \frac{1654.5 \text{ BTU / dia}}{5568.3 \text{ BTU / dia}} = 0.26$$

4.8. Comparación del rendimiento teórico con el rendimiento real.

Los resultados de la experimentación del equipo demuestran que realmente la capacidad de enfriamiento del equipo es inferior a la que se pretendía en el diseño del sistema, y esto se ve reflejado directamente en el coeficiente de perfomancia real que se lo calculo en la sección anterior. Si se compara el

coeficiente de perfomancia teórico (sección 3.3) con el coeficiente real, se observa claramente que este último es menor en un 35%.

CAPITULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

- Se cumplió con relativo éxito el objetivo de diseñar, construir y experimentar un refrigerador, cuya fuente de energía sea la radiación solar y cuyo funcionamiento se base en el sistema de absorción intermitente; ya que a pesar que se logro el propósito de enfriar, el resultado no fue completamente satisfactorio debido a que las temperaturas alcanzadas fueron mayores a las que se pretendía obtener, es así que para la operación nocturna se esperaba tener 5 °C en la cámara secundaria y 6°C en la cámara principal, pero lo máximo que se alcanzo fue alrededor de 10°C y 12°C respectivamente.
- Durante la operación diurna, el aumento de 5°C en la temperatura del agua de la cámara secundaria, puede ser consecuencia de la ganancia de calor por el empaque que sella las puertas de refrigerador y que no fue totalmente eficiente, otra causa es el continuo abre y cierra de las puertas del refrigerador (aunque eran pequeñas) para controlar la temperatura lo que permitía la entrada de aire caliente, finalmente otra causa es que el enfriador recibió directamente la radiación solar, lo que ocasionaba un

calentamiento de las paredes que constituyen el refrigerador; entonces, es aconsejable encontrar un arreglo del sistema que elimine esta situación, que por ejemplo puede ser colocar el colector solar sobre el refrigerador para lo cual sería necesario algún tipo de estructura o simplemente colocar el refrigerador en un lugar sombreado si es que las condiciones del lugar lo permiten

- En el diseño del equipo, un factor de mucha importancia es determinar la temperatura de generación con la que se puede contar, ya que ésta influye de forma directa en la temperatura que se podría obtener en el evaporador, esto se lo puede observar en la Fig 3.3, donde se aprecia que a una mayor temperatura de generación a la presión de condensación, la concentración final de la solución es menor, luego, una vez que la temperatura de la solución disminuya para dar inicio a la absorción (temperatura del sumidero) se puede ver que la presión es menor siguiendo con la curva que indica la concentración constante, posteriormente viene la etapa de absorción que debe darse hasta la presión que se requiere en el evaporador, ahora considerando que la presión inicial de absorción es menor, también la presión de saturación del amoníaco en el evaporador puede ser mas pequeña y por consiguiente se tendrá una menor temperatura de saturación, es por ello si el objetivo es lograr temperaturas en el evaporador que

borden 0°C o inferiores, será necesario utilizar colectores de placa plana con dos o mas cubiertas, superficie selectiva o tal vez un colector solar de concentración.

- La ventaja del equipo es que prescinde de elementos que demanden consumo de energía eléctrica y por lo tanto se lo podría utilizar en zonas apartadas que no posean suministro eléctrico, pero su desventaja radica en que su operación es de tipo manual por consiguiente sería necesario una persona para que manipule el equipo, esto es verdaderamente un factor delimitante del prototipo, pero esto se lo podría mejorar añadiendo algún sistema que haga automático el funcionamiento del sistema
- El sistema tiene excesiva dependencia con las condiciones climáticas, y su operación se ve muy reducida o casi nula en días nublados, lo que hace predecir que es necesario de algún sistema de almacenamiento de energía o alguna fuente energía secundaria que por ejemplo podría ser la combustión de algún combustible, que debería suministrar el suficiente calor a la solución para el posterior funcionamiento del equipo.
- El principal obstáculo que se tuvo para la experimentación del equipo, es la obtención de refrigerante amoníaco ya que es una sustancia consideradora como precursor químico, y el CONSEP

prohíbe la tenencia y manipuleo a cualquier persona que no tenga el permiso respectivo.

- Finalmente, el objetivo que se planteo de conseguir un equipo de bajo costo, no se lo consiguió, el alto precio de los materiales en conjunto con la mano de obra que fue necesaria para fabricar el enfriador, contribuyo para que el costo final del equipo sea considerable, en comparación con un refrigerador convencional de vapor- compresión.

APÉNDICES

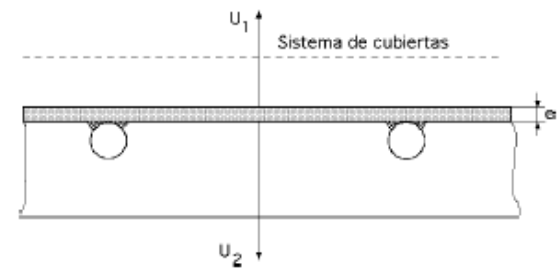
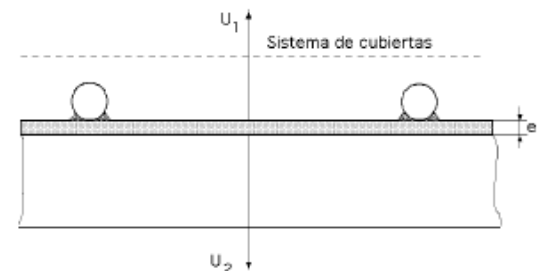
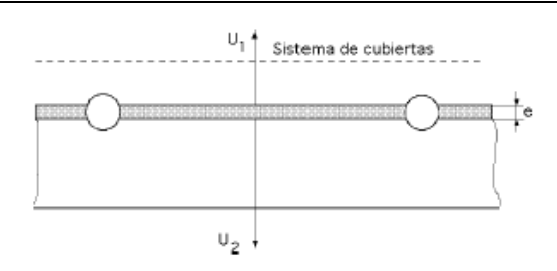
APÉNDICE A

IRRADIACIÓN SOLAR GLOBAL PARA ALGUNOS LUGARES DEL TERRITORIO NACIONAL

EVALUACIÓN DEL POTENCIAL SOLAR DEL ECUADOR															
RADIACIÓN GLOBAL PROMEDIO SOBRE UN PLANO HORIZONTAL kWh/m ² -día															
FUENTE: Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología, INAMHI															
No.	ESTACIÓN	PROVINCIA	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL PROM
1	Ambato	Tungurahua	4,6	4,5	4,4	4,5	4,2	4,0	4,1	4,4	4,5	4,9	4,8	4,5	4,5
2	Bahía de Caráquez	Manabí	3,9	4,3	4,8	4,7	4,0	3,4	3,8	4,1	4,2	3,7	4,2	4,2	4,1
3	Baños	Tungurahua	4,3	4,2	4,0	4,2	4,1	3,9	3,5	3,9	3,9	4,6	4,6	4,2	4,1
4	Cañar	Cañar	4,5	4,3	4,3	4,3	4,4	4,5	4,9	5,0	4,8	4,7	4,7	4,6	4,6
5	Cuenca-Ricaurte	Azuay	4,6	4,5	4,4	4,2	4,0	3,9	3,9	4,3	4,2	4,6	4,9	4,5	4,4
6	El Coca	Sucumbios	4,0	3,8	3,7	3,9	3,4	3,1	3,4	3,7	3,6	4,2	4,0	3,8	3,7
7	El Puyo	Pastaza	3,5	3,2	3,3	3,5	3,4	3,7	3,4	3,6	4,3	4,2	3,6	3,4	3,6
8	Guayaquil-Aerop.	Guayas	3,4	4,4	3,5	4,2	4,2	3,4	4,1	3,9	5,2	4,1	3,8	4,6	4,1
9	Hda. San Vicente	Chimborazo	4,0	4,8	4,4	5,0	4,1	3,3	3,1	3,4	3,2	3,4	3,3	3,7	3,8
10	Ibarra	Imbabura	4,5	4,4	4,2	4,2	4,3	4,3	4,8	4,9	4,6	4,6	4,3	4,3	4,5
11	Inguincho	Imbabura	4,7	4,4	4,9	4,4	4,7	4,1	4,4	5,5	5,1	5,1	4,5	3,6	4,6
12	Isabel María		3,5	3,8	4,3	4,3	3,6	3,1	3,1	3,4	3,7	3,3	3,3	3,4	3,6
13	Izobamba	Pichincha	4,3	4,4	4,7	4,3	4,2	4,3	5,3	5,0	4,9	4,4	4,5	4,4	4,6
14	La Argelia	Loja	4,0	4,2	4,0	4,3	4,2	4,0	4,1	4,4	4,6	4,7	4,8	4,5	4,3
15	La Clementina		3,3	3,5	3,8	3,9	3,2	2,7	2,8	3,1	3,2	3,1	3,1	3,4	3,3
16	La Concordia	Pichincha	4,0	4,3	4,2	4,0	4,1	4,2	4,4	4,0	3,4	3,3	2,9	2,9	3,8
17	La Naranja		2,9	3,2	3,4	3,7	3,4	3,1	3,2	3,7	3,7	3,5	3,2	3,0	3,3
18	Latacunga	Cotopaxi	4,4	4,3	4,2	4,0	4,1	4,1	4,4	4,6	4,4	4,5	4,4	4,4	4,3
19	Malchinguí	Pichincha	4,8	4,8	4,7	4,7	4,4	4,5	5,1	5,5	5,3	4,9	4,5	4,7	4,8
20	Milagro	Guayas	3,5	3,8	4,3	4,4	3,7	3,1	3,1	3,5	3,6	3,3	3,3	3,5	3,6
21	Pasaje	El Oro	3,3	3,7	4,1	4,2	3,5	3,1	3,1	3,0	3,0	2,7	2,8	3,1	3,3
22	Pichilingue	Los Rios	3,1	3,8	3,6	4,2	3,7	3,0	3,0	3,5	3,6	3,3	3,2	3,3	3,4
23	Portoviejo	Manabí	3,1	3,9	3,8	4,4	4,3	3,4	3,3	4,0	4,5	4,8	3,8	4,0	3,9
24	Pto. Baquerizo	Galápagos	5,0	5,8	6,4	5,9	5,9	5,3	4,9	4,9	4,7	4,8	4,8	4,8	5,3
25	Puerto Bolívar	El Oro	4,5	4,5	4,8	4,5	4,0	3,3	3,3	3,4	3,6	3,1	3,4	3,7	3,8
26	Puerto Ila	Pichincha	3,1	3,5	3,7	3,8	3,3	2,8	2,9	3,2	3,2	2,9	2,9	2,9	3,2
27	Quinindé	Esmeraldas	3,3	3,4	3,9	3,7	3,4	3,2	3,4	3,2	3,4	3,3	3,5	3,1	3,4
28	Quito-Observ.	Pichincha	4,5	4,6	4,7	4,3	4,6	4,3	5,2	5,1	5,1	4,7	4,4	4,7	4,7
29	Riobamba	Chimborazo	4,6	4,5	4,4	4,3	4,3	4,2	4,4	4,7	4,7	4,8	4,5	4,6	4,5
30	San Carlos	Guayas	3,2	3,3	3,8	3,9	3,4	2,8	2,8	3,0	3,2	3,1	3,0	3,2	3,2
31	San Lorenzo	Esmeraldas	3,5	3,9	4,4	4,3	3,7	3,3	3,5	3,4	3,6	3,6	3,3	3,1	3,6
32	Sto. Domingo	Pichincha	2,9	3,2	3,5	3,6	3,1	2,9	3,0	3,1	3,1	3,9	2,8	2,8	3,2
33	Tabacundo	Pichincha	4,6	4,9	4,4	4,5	4,2	4,3	4,8	5,4	5,0	4,8	4,8	4,5	4,7
34	Tiputini	Napo	4,6	4,3	4,0	3,7	3,7	3,6	3,7	4,4	4,7	4,5	4,3	4,1	4,1
35	Tulcán	Carchi	4,1	4,0	3,9	3,8	4,1	3,9	4,1	4,2	4,2	4,1	3,9	3,7	4,0
36	U.T.Esmeraldas	Esmeraldas	3,0	3,4	3,5	4,5	3,7	3,4	3,5	3,7	3,8	3,3	3,3	3,3	3,5

APÉNDICE B

FACTOR DE EFICIENCIA DE LA SECCION F₂, PARA ALGUNAS CONFIGURACIONES DE COLECTORES SOLARES

$F_2 = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi d_i h_{cF}} + \frac{WU_L}{K_{soldadura}} + \frac{W}{D + (W - D)F_1}}$	
$F_2 = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi d_i h_{cF}} + \frac{D}{W} + \frac{1}{\frac{WU_L}{K_{soldadura}} + \frac{W}{(W - D)F_1}}}$	
$F_2 = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi d_i h_{cF}} + \frac{W}{D + (W - D)F_1}}$	

APÉNDICE C

MATERIALES DE AISLAMIENTO

<i>Materiales y sistemas de aislamiento</i>			
Descripción/composición	Propiedades típicas a 300 K		
	Densidad, ρ (kg/m ³)	Conductividad térmica, k (W/m · K)	Calor específico, c_p (J/kg · K)
Manta y fibra			
Fibra de vidrio, revestida de papel	16	0.046	—
	28	0.038	—
	40	0.035	—
Fibra de vidrio, recubierta; forro de tubo	32	0.038	835
Tablero y losa			
Vidrio celular	145	0.058	1000
Fibra de vidrio, unión orgánica	105	0.036	795
Poliestireno, expandido			
Estirado (R-12)	55	0.027	1210
Lechos moldeados	16	0.040	1210
Lámina de fibra mineral; material de techado	265	0.049	—
Madera, triturada/encementada	350	0.087	1590
Corcho	120	0.039	1800
Relleno suelto			
Corcho, granulado	160	0.045	—
Óxido de silicio diatomáceo, polvo grueso	350	0.069	—
	400	0.091	—
Óxido de silicio diatomáceo, polvo fino	200	0.052	—
	275	0.061	—
Fibra de vidrio, vaciado o soplado	16	0.043	835
Vermiculita, hojuelas	80	0.068	835
	160	0.063	1000
Formado/espumado de origen			
Granos de lana mineral con aglomerantes de asbestos/ orgánicos, pulverizados	190	0.046	—
Mástique de corcho de acetato polivinilo; pulverizado o fratasado	—	0.100	—
Uretano, mezcla de dos partes; espuma rígida	70	0.026	1045
Reflectivo			
Hoja de aluminio que separa capas de vidrio harinosas; 10–12 capas, al vacío; para aplicaciones criogénicas (150 K)	40	0.00016	—
Hoja de aluminio y papel de vidrio laminado; 75–150 capas; al vacío; para aplicación criogénica (150 K)	120	0.000017	—
Polvo de óxido de silicio típico, al vacío	160	0.0017	—

Tomado de Fundamento de Transferencia de Calor, Incropera-De Witt, pag. 834

APÉNDICE D

PROPIEDADES SOLARES RADIATIVAS PARA ALGUNOS MATERIALES

Descripción/composición	α_s	ϵ^b	α_s/ϵ	τ_s
Aluminio				
Pulido	0.09	0.03	3.0	
Anodizado	0.14	0.84	0.17	
Recubierto de cuarzo	0.11	0.37	0.30	
Hoja	0.15	0.05	3.0	
Ladrillo, rojo (Purdue)	0.63	0.93	0.68	
Concreto	0.60	0.88	0.68	
Hoja metálica galvanizada				
Limpia, nueva	0.65	0.13	5.0	
Oxidada, desgastada	0.80	0.28	2.9	
Vidrio, 3.2 mm de espesor				
Aplanado o templado				0.79
Tipo bajo en óxido de hierro				0.88
Metal, plateado				
Sulfuro negro	0.92	0.10	9.2	
Óxido de cobalto negro	0.93	0.30	3.1	
Óxido de níquel negro	0.92	0.08	11	
Cromo negro	0.87	0.09	9.7	
Mylar, 0.13 mm de espesor				0.87
Pinturas				
Negro (Parsons)	0.98	0.98	1.0	
Blanco, acrílico	0.26	0.90	0.29	
Blanco, óxido de cinc	0.16	0.93	0.17	
Plexiglas, 3.2 mm de espesor				0.90
Nieve				
Partículas finas, frescas	0.13	0.82	0.16	
Granos de hielo	0.33	0.89	0.37	
Tedlar, 0.10 mm de espesor				0.92
Teflón, 0.13 mm de espesor				0.92

Tomado de Fundamento de Transferencia de Calor, Incropera-De Witt, pag. 853

APÉNDICE E

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AMONIACO

Tabla 3.10 Propiedades físicas del R 717									
	t (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg K)	c_v (kJ/kg K)	k	η (μ Pa s)	ν (mm ² /s)	λ (W/m K)	P (bar)
<i>Líquido saturado</i>	-60	713'90	4'37			380	0'532	0'550	0'219
	-40	690'14	4'44			280	0'406	0'550	0'718
	-20	665'13	4'51			230	0'346	0'547	1'902
	0	638'58	4'60			190	0'298	0'539	4'294
	+20	610'12	4'72			154	0'252	0'520	8'572
	+40	579'16	4'90			126	0'218	0'490	15'54
	+60	544'76	5'15			103	0'189	0'453	26'13
<i>Vapor saturado</i>	-60	0'21205	2'079	1'565	1'316	7'112	33'54	0'0176	0'219
	-40	0'64306	2'035	1'582	1'320	7'892	12'27	0'0191	0'718
	-20	1'6074	2'271	1'644	1'320	8'860	5'400	0'0201	1'902
	0	3'4805	2'504	1'751	1'319	9'482	2'724	0'0232	
	+20	6'7695	2'862	1'903	1'317	10'31	1'523	0'0259	8'572
	+40	12'156	3'391	2'103	1'314	11'19	0'921	0'0291	15'54
	+60	20'611	4'171	2'352	1'306	12'14	0'589	0'0329	26'13

Tomado de Frió Industrial: Fundamentos, diseño y aplicaciones, P.C. Koelect, pag. 56

PLANO 1.

PLANO 2.

PLANO 3.

BIBLIOGRAFÍA

1. N.R. SPARKS, Theory of mechanical refrigeration, copyright 1938, Mc Graw Hill Book Company Inc, EEUU, pp 128-157
2. P.C. KOELET, Frío Industrial: Fundamentos, diseño y aplicaciones, A. Madrid Vicente, ediciones; edición 1997, pp 41-84, 141-204
3. Edited by A.R Martinez, Solar cooling and Dehumidifying, Caracas – Venezuela, pp 39-47
4. TED J JANSEN, Solar Engineering Technology, Editorial/ production supervision: Albert Boddy and Barbara Palambo, pp13-62, 154-165
5. S.V. SZOKOLAY, Energía Solar, editorial Blume, Barcelona, 1978, pp 159-166
6. Instituto Nacional de Meteorología e hidrología, Boletín 25 años INAMHI, 1986, pp 84-90
7. FRANK INCROPERA, DAVID P. De WITT, Fundamentos de Transferencia de Calor, Prentice may, México 199, 4ta edición, capítulo 9
8. Departamento de Ingeniería Mecánica, ESPOL, Refrigeración, 1983, pp 261-280, 329-349
9. Instituto Nacional de Energía, Primeras Jornadas de Energía Solar, 1984, pp 215-239, 279-291