

UNIVERSIDAD DON BOSCO



**"DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
UTILIZANDO ENERGIA SOLAR "**

**TRABAJO DE GRADUACIÓN
PREPARADO PARA LA FACULTAD DE INGENIERIA**

**PARA OPTAR AL GRADO DE:
INGENIERO MECANICO**



PRESENTADO POR:

**MARIO RIGOBERTO MARTINEZ CHAVEZ
DAVID ERNESTO ZOMETA**

**24 DE SEPTIEMBRE DE 1999
SOYAPANGO, EL SALVADOR, CENTRO AMERICA**

UNIVERSIDAD DON BOSCO



RECTOR

ING. FEDERICO HUGUET RIVERA

SECRETARIO GENERAL

PBRO. PEDRO JOSE GARCIA CASTRO

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA

ING. CARLOS GUILLERMO BRAN

ASESOR DEL TRABAJO DE GRADUACIÓN

ING. MARIO ARNOLDO MOLINA ARGUETA

JURADO EXAMINADOR

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEON

ING. SATURNINO GAMEZ GUADRON

UNIVERSIDAD DON BOSCO
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

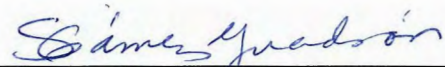
JURADO EVALUADOR DEL TRABAJO DE GRADUACIÓN

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE UTILIZANDO
ENERGIA SOLAR ”



ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEON

JURADO



ING. SATURNINO GAMEZ GUADRON

JURADO



ING. MARIO ARNOLDO MOLINA

ASESOR

DEDICATORIA.

Agradecemos a Dios todo poderoso por habernos dado, serenidad, para trabajar en grupo, a nuestros padres Juan Antonio Martínez, Salvadora Chávez de Martínez, y a mi hermana Gabriela Beatriz Martínez Chávez, (Mario).

Lucila Isabel Zometa (David). Por habernos guiado durante este largo camino y sufrido junto a nosotros preocupaciones y desvelos.

A nuestras familias por brindarnos su apoyo y confianza, así como su ayuda en todo momento.

A nuestro asesor Ing. Mario Arnoldo Molina, catedráticos, amigos y a todas las personas que de alguna u otra forma contribuyeron a la realización del presente trabajo de graduación.

INDICE

INTRODUCCION

OBJETIVOS

CAPITULO I

SISTEMAS DE REFRIGERACION.

1.1 Refrigeración.....	1
1.2 Tipos de refrigeración.....	1
1.2.1 Refrigeración domestica.....	2
1.2.2 Refrigeración comercial.....	2
1.2.3 Refrigeración industrial.....	2
1.2.4 Refrigeración marina y de transportación.....	3
1.2.5 Acondicionamiento de aire para producir confort.....	3
1.2.6 Acondicionamiento de aire industrial.....	4
1.3 Sistemas de refrigeración.....	4
1.3.1 Refrigeración por compresión.....	4
1.3.2 Procesos termodinámicos.....	6
1.3.3 Conceptos fundamentales.....	9
1.3.4 Ciclo real de refrigeración.....	10
1.3.5 Refrigeración por absorción.....	11
1.3.6 Funcionamiento del sistema de absorción.....	13
1.3.7 Descripción del ciclo termodinámico.....	17
1.3.8 Coeficiente de operación del ciclo de absorción.....	20
1.3.9 Sistema agua – amoniaco.....	21
1.3.10 Sistema de absorción bromuro de litio-agua.....	23

1.3.11 El ciclo de carnot invertido.....	24
1.3.12 Balance energético y flujo másico en un sistema de absorción información necesaria. datos termodinámicos y físicos.....	26

CAPITULO II

ENERGIA SOLAR

2.1 ENERGÍA SOLAR.....	30
2.1.1 Radiación que llega a la tierra.....	31
2.1.2 Medición de la radiación solar.....	33
2.1.3 Energía de radiación solar.....	36
2.1.4 Radiación en el ámbito nacional.....	40
2.1.5 Posición geográfica de el salvador.....	41
2.1.6 Duración del día.....	42
2.1.7 Horas de luz solar.....	42
2.1.8 Clima.....	42
2.1.9 Calculo de la radiación diaria y horaria para san salvador.....	43
2.1.10 Temperaturas de las fuentes de agua.....	46
2.1.11 Temperatura del aire ambiente.....	47
2.2 Colectores solares.....	48
2.2.1 Criterios de selección.....	49
2.2.1.1 El colector plano.....	51
2.2.1.2 Las cubiertas transparentes.....	52
2.2.1.3 Absorbedores.....	55
2.2.1.4 Capas de absorción.	56

2.2.1.5 Placas de absorción.....	58
2.2.1.6 Configuraciones de la placa.....	58
2.2.1.7 El aislamiento.....	59
2.2.1.8 La caja del colector.....	61
2.2.1.9 Juntas y selladores.....	62
2.2.1.10 Comparaciones del rendimiento.....	64
2.2.1.11 Eficiencia del colector plano.....	65
2.2.1.12 Ubicación de los colectores planos.....	71
2.2.1.13 La Ventana Solar.....	74
2.2.1.14 Determinación de la sombra solar.....	76
2.2.1.15 Orientación del colector.....	77
2.2.1.16 Inclinación del colector.....	78
2.2.1.17 Funcionamiento de un colector solar.....	80
2.2.2 COLECTOR CONCENTRADOR.....	82
2.3 Justificaciones para la utilización de colectores solares de concentración....	83
2.4 Clasificación de colectores solares de concentración.....	85
2.4.1 Concentradores.....	87
2.4.2 Concentradores de seguimiento continuo; sistema de “concentrador parabólico compuesto” (cpc).....	90
2.4.3 Influencia del recubrimiento del absorbedor sobre el comportamiento de un colector.....	94
2.4.4 Condiciones teóricas para obtención de potencia máxima de la energía solar.....	99

CAPITULO III

ELECCION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

3.1 Condiciones de diseño.....	105
3.2 Selección del sistema.....	107

CAPITULO IV

DISEÑO DEL CICLO TRTERMODINAMICO DE REFRIGERACIÓN.

4.1 Introducción.....	113
4.2 Condiciones de operación.....	114
4.3 Principales estados del ciclo.....	117
4.4 Coeficiente de funcionamiento.....	123
Tabla resumen.....	125

CAPITULO V

DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

5.1 Descripción del sistema de refrigeración.....	127
5.2 Diseño del evaporador.....	129
5.3 Diseño del condensador.....	143
5.4 Diseño del absorbedor.....	153
5.5 Diseño del generador.....	170
5.6 Diseño del intercambiador de calor.....	184

CAPITULO VI

Diseño del colector solar

6.1 Diseño del colector solar.....	195
6.2 Calculo de la radiación solar.....	196
6.3 Calculo del coeficiente global de transferencia de calor U_L	202
6.4 Eficiencia de la aleta (F).....	206
6.5 Coeficiente de convección en el interior de los conductos (H_{Fi}).....	207
6.6 Flujo másico por unidad de área del colector.....	209
6.7 Calor útil real (q_u).....	210
6.8 Area de recolección del colector.....	211
6.9 Consideraciones de control.....	214
6.10 Interconexión de los colectores.....	217
 CONCLUSIONES.....	 218
 BIBLIOGRAFIA.....	 220
 ANEXOS.....	 222

INTRODUCCIÓN

La energía solar, pertenece al grupo de las fuentes de energías no convencionales, y es vista como una alternativa futura para enfrentar el problema de la dependencia del desarrollo industrial en los combustibles fósiles, en especial el petróleo.

Teniendo en cuenta la dependencia energética que la mayoría de naciones actualmente sobrellevan, y reparando que la totalidad de estas con sistemas de vida en base a la producción necesitan del petróleo para sus programas de crecimiento; la utilización de este tipo de energía podría originar otro tipo de dependencias como, político económico y social que de alguna forma estipula el grado de progreso de un país.

Una fuente energética que de una u otra forma posea características no destructivas hacia el medio ambiente desde el punto de vista ecológico, es de gran beneficio para todo país desarrollado o en vías de superación. Las fuentes no convencionales de energías como lo son la energía solar, eólica, biomasa y las diferencias de temperaturas oceánicas serían las más apropiadas ya que no romperían el equilibrio de la naturaleza, ya que son parte de ella.

En nuestro país la energía solar esta disponible en abundancia para todos, aunque existe la dificultad de que la tecnología de la cual se tiene conocimiento es importada y en cierta ponderación insuficiente. En este sentido, a pesar de ser independientes de la fuente de energía, se continúa siendo dependiente de la tecnología y en parte, en la obtención por nuestros propios medios de los materiales para el aprovechamiento eficiente de esta energía.

En el presente estudio, se plantea la utilización de la energía solar en un sistema de acondicionamiento de aire que basa su funcionamiento en el ciclo de refrigeración por absorción. Se ha preferido la energía solar de entre las demás fuentes de energía no convencionales, por considerar que esta es una de las más útiles, prácticas y factibles de aprovechar, además teniendo en cuenta que nuestro país posee características geográficas y climatológicas apropiadas, para un progreso de esta fuente inagotable de energía. Adicionando a esto, lo provechoso que podría ser para contribuir a la solución de los problemas o necesidades energéticas de nuestro país.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL.

- Desarrollar un sistema de refrigeración para el acondicionamiento de aire utilizando energía solar como recurso energético alternativo para reducir el consumo de energía eléctrica, usando una fuente de poder natural y ambiental que preserve el medio ambiente.

OBJETIVOS ESPECIFICOS.

- Contribuir al desarrollo de producciones limpias.
- Elegir los elementos de control que utilizará el sistema.
- Determinar la capacidad calorífica del sistema.
- Determinar el refrigerante o absorbente acorde a las características del sistema del sistema de refrigeración seleccionado.
- Diseñar el colector de energía solar.
- Determinar la capacidad de obtención del sistema.
- Seleccionar controles y tuberías.

CAPITULO I

SISTEMAS DE REFRIGERACION.

1.1 Refrigeración.

Se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior con respecto a los alrededores correspondientes.

Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado. Debido a que el calor eliminado del cuerpo refrigerado es transferido a otro cuerpo, es evidente que refrigeración y calefacción son en realidad los extremos opuestos del mismo proceso. A menudo, solo el resultado distingue a uno del otro.

1.2 Tipos de refrigeración.

Clasificación de las aplicaciones.

Por convenir mas a su estudio, las aplicaciones de la refrigeración se han agrupado en seis categorías generales: (1) Refrigeración domestica, (2) Refrigeración comercial, (3) Refrigeración industrial, (4) Refrigeración marina y de transportación, (5) Acondicionamiento de aire para producir confort y (6) Acondicionamiento de aire industrial. No se tienen limites exactos que definan estas áreas, produciéndose por consiguiente, traslape o coincidencia entre las mismas.

1.2.1 Refrigeración domestica.

El campo de la refrigeración domestica esta limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros. Sin embargo, debido a que es muy grande el número de unidades en servicio, la refrigeración domestica representa una parte muy significativa en la refrigeración industrial.

Las unidades domesticas generalmente son de tamaño pequeño teniéndose capacidades de potencia que fluctúan entre 1/20 y ½ HP y son del tipo de sellado hermético.

1.2.2 Refrigeración comercial.

Esta se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración del tipo que se tienen en establecimientos comerciales para su venta al menudeo, restaurantes, hoteles e instituciones que se dedican al almacenamiento, exhibición, procesamiento y a la distribución de artículos de comercio putrescibles de todo tipo.

1.2.3 Refrigeración industrial.

La refrigeración industrial a menudo es confundida con la refrigeración comercial porque la división entre las dos áreas no esta claramente definida.

Como regla general, las aplicaciones industriales son más grandes en tamaño que las aplicaciones comerciales y, la característica que las distingue es que requieren tener un empleado para su servicio, que por lo general es un Ingeniero.

Algunas aplicaciones industriales típicas son plantas de hielo, grandes plantas empacadoras de alimentos (carne, pescado, pollos, alimentos congelados, etc.) cervecerías, lecherías y plantas industriales, tales como refinerías de petróleo, plantas químicas, plantas productoras de hule, etc.

1.2.4 Refrigeración marina y de transportación.

La refrigeración marina se refiere a la que se tiene a bordo de barcos; por ejemplo, en barcos que transportan productos putrescibles y en depósitos que se tengan en toda clase de barcos.

La refrigeración en transportación se refiere a la que se da en camiones, tanto para cuando se tenga que dar un servicio a largas distancias, como para entrega local, así como también en furgones refrigerados.

1.2.5 Acondicionamiento de aire para producir confort.

Como lo implica su nombre, el acondicionamiento de aire concierne con la condición del aire en alguna área o espacio designado. Por lo general, esto involucra no únicamente el control de la temperatura del espacio, sino también de la humedad del mismo y el movimiento del aire incluyéndose el filtrado y la limpieza de este.

Entre algunos ejemplos podemos mencionar el confort en casas, escuelas, oficinas, iglesias, hoteles, establecimientos comerciales, edificios públicos, fabricas, automóviles, autobuses, trenes, aviones, barcos, etc.

1.2.6 Acondicionamiento de aire industrial.

Es aquel en el que no se tiene como objetivo producir confort humano, y entre las funciones de esta aplicación se tienen, (a) Regular el contenido de humedad en materiales hidrosfópicos, (b) regulan la velocidad de reacción química y bioquímicas, (c) filtración para producir aire limpio en la producción de productos de calidad, etc.

1.3 SISTEMAS DE REFRIGERACION

1.3.1 REFRIGERACION POR COMPRESION

Funcionamiento del sistema.

Un sistema de refrigeración tiene como elemento esencial de trabajo el refrigerante, que es simplemente un agente portador, que a lo largo de varios procesos y cambios de fase conduce el calor del espacio refrigerado al ambiente exterior.

Básicamente lo que se busca en cualquier sistema de refrigeración es extraer calor de un espacio determinado por medio de la evaporación del refrigerante, para después descargarlo al ambiente exterior al producirse la condensación del mismo. Para que se logren estos fenómenos un sistema de refrigeración tiene que basar su funcionamiento en un ciclo de refrigeración eficiente.

El ciclo simple de refrigeración por compresión se compone de los siguientes cuatro procesos: 1) Expansión, 2) Evaporación, 3) Compresión, 4) Condensación.

Expansión: Este proceso se realiza en el elemento de expansión (que puede ser una válvula de expansión o tubo capilar), cuya función es la de reducir la presión del líquido refrigerante y controlar la cantidad de flujo de este al evaporador, de manera que la temperatura de saturación del refrigerante que entra al evaporador se encuentre debajo de la temperatura del espacio refrigerado.

Evaporación: En el evaporador, el líquido refrigerante se evapora al obtener del espacio refrigerado el calor latente de vaporización a través de las paredes del evaporador, de tal forma, que el espacio refrigerado se enfriara al ceder el calor necesario para vaporizar al refrigerante que circula dentro del evaporador.

Compresión: Este proceso se realiza en un compresor mecánico cuya función es succionar el vapor proveniente del evaporador y elevar por compresión mecánica la temperatura y presión del vapor, de manera que la temperatura del refrigerante que entra al condensador se encuentre arriba de la temperatura del espacio exterior.

Condensación: En el condensador el ^{Fluido} líquido refrigerante se condensa totalmente al ceder su calor latente de condensación al medio condensante a través de las paredes del condensador, de tal forma, que para obtener un efecto refrigerante continuo, el calor debe salir por el condensador al mismo ritmo que este entra en el sistema.

1.3.2 PROCESOS TERMODINAMICOS.

El modo más común de obtener refrigeración es por el sistema de compresión de vapor, representado en forma esquemática en la figura 1.1. Los diagramas temperatura - entropía, presión - entalpía, se muestran en las figuras 1.2 y 1.3 respectivamente.

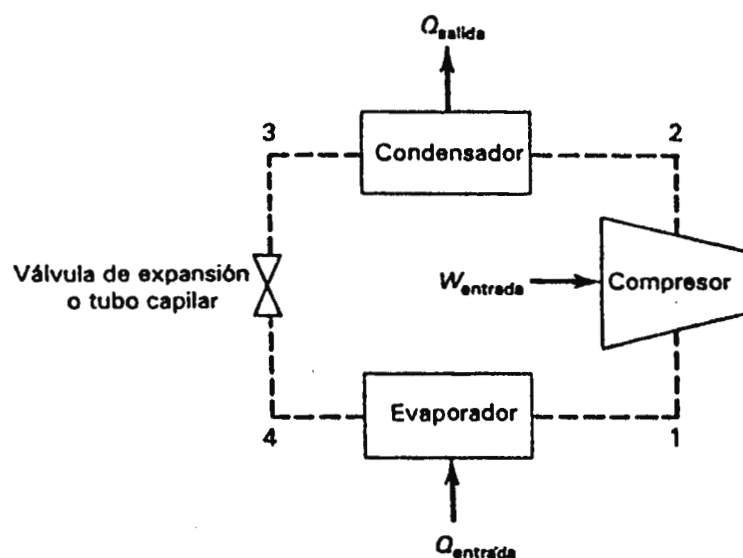


Figura 1.1

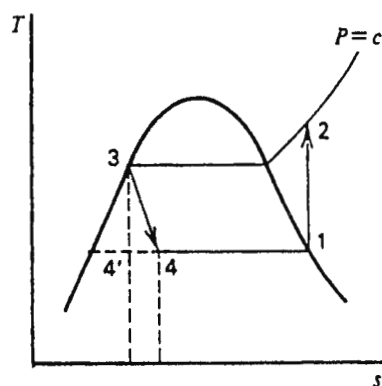


Figura 1.2

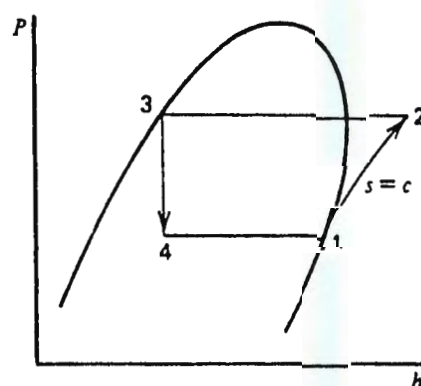


Figura 1.3

Partiendo del estado 1, el refrigerante en forma de vapor saturado, producto del paso de este por el evaporador absorbiendo calor del espacio refrigerado (paso de 4 a 1), produciendo el efecto de enfriamiento deseado.

La cantidad de calor absorbido depende del calor latente de vaporización del refrigerante y del espacio refrigerado.

Una vez vaporizado entra al compresor que puede ser una maquina rotativa o una de movimiento alternativo; se comprime reversible y adiabáticamente (isentrópicamente), hasta el estado 2, aumentando su presión y temperatura es decir, obteniendo vapor sobrecalentado.

El refrigerante en la condición 2 entra entonces en un condensador a presión constante rechazando el calor hacia el medio condensante (agua o aire), que se encuentra a menor temperatura hasta que el fluido se convierte en liquido saturado en la condición 3. El proceso de condensación consta de dos etapas: en la primera el vapor sobrecalentado del punto 2 se enfría en la entrada del condensador a presión constante hasta llegar a la temperatura de saturación.

En la segunda etapa el vapor saturado se condensa a temperatura y presión constante hasta llegar al estado 3. Durante este proceso la entalpía del refrigerante disminuye debido al calor cedido al elemento condensante.

Este líquido es estrangulado por un elemento de expansión siguiendo un proceso isoentalpico hasta alcanzar la presión del evaporador, produciéndose durante el proceso una vaporización parcial del refrigerante y un descenso en la temperatura, debido a la transferencia interna de calor entre líquido y vapor. La mezcla en el estado 4 entra al evaporador a presión constante.

El calor entra en el evaporador desde la fuente a temperatura baja (espacio refrigerado), y evapora el fluido hasta el estado de vapor saturado. Así se completa el ciclo. Este ciclo se repite de nuevo produciendo un efecto de enfriamiento continuo.

Obsérvese que todo el proceso de 4 – 1 y gran parte del proceso 2 – 3 ocurren a temperatura constante. A diferencia de muchos otros ciclos ideales, el ciclo de compresión de vapor modelado en las figuras 1.2 y 1.3 contiene un proceso irreversible que es el proceso de estrangulamiento. Se supone que todos los demás procesos del ciclo son reversibles.

La energía necesaria para hacer funcionar el ciclo, es la que necesita el refrigerante para pasar del estado 1 al estado 2 ($h_2 - h_1$, diferencia de entalpía entre 1 y 2), el cual es el trabajo de compresión que el compresor realiza al llevar el refrigerante de la presión 1 a la presión 2 isentrópicamente (este ciclo es ideal, en los ciclos reales el proceso no es isentrópico, pero la expresión $h_2 - h_1$ sigue siendo válida, pues debido a la irreversibilidad h_2 es diferente del valor del ciclo ideal).

1.3.3 CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

Es importante definir algunos conceptos para poder analizar el funcionamiento de un sistema de refrigeración.

CALOR DE COMPRESIÓN: Debido a que se supone que la compresión ocurre adiabáticamente el calor de compresión es la energía calorífica equivalente al trabajo efectuado durante la compresión por unidad de masa de refrigerante es igual a:

$$q_w = h_2 - h_1 \quad \text{Ec'1.1}$$

CALOR DE CONDENSACION: El calor de condensación es la cantidad de calor por unidad de masa ^{Extraído y} del refrigerante entregado al medio condensante durante la condensación y es igual a:

$$q_c = h_2 - h_3 \quad \text{Ec'1.2}$$

EFFECTO REFRIGERANTE: El efecto refrigerante es la cantidad de calor por unidad de masa que absorbe el refrigerante del espacio refrigerado durante la evaporación, por lo tanto es igual a:

$$ER = h_1 - h_4 \quad \text{Ec'1.3}$$

CAPACIDAD DE REFRIGERACION: La capacidad de refrigeración es la rapidez con la cual el sistema retira calor del espacio refrigerado. La unidad de capacidad de refrigeración mas usada es la tonelada de refrigeración que es igual a 200 BTU/min.

$$CAP = ER \times m \quad \text{Ec'1.4}$$

COEFICIENTE DE OPERACIÓN: El coeficiente de operación nos indica la eficiencia del ciclo refrigerante. Se define como la relación entre el calor absorbido en el evaporador y el equivalente calorífico de la energía suministrada al compresor:

$$\text{C.O.P} = \frac{\text{Efecto refrigerante útil}}{\text{Energía neta suministrada por fuentes externas}} = \text{E.R} / q_w = h_1 - h_4 / h_2 - h_1 \quad \text{Ec'1.5}$$

FLUJO MASICO DE REFRIGERANTE: El flujo másico es la cantidad de refrigerante circulado en el sistema por unidad de tiempo.

$$m = \text{CAP/ER} \quad \text{Ec'1.6}$$

1.3.4 CICLO REAL DE REFRIGERACION.

En el ciclo real de refrigeración existen varias desviaciones con respecto al ciclo teórico. En la figura 1.4 se puede observar que las variaciones ocurren tanto en el condensador como en el evaporador, pero principalmente ocurren en el compresor.

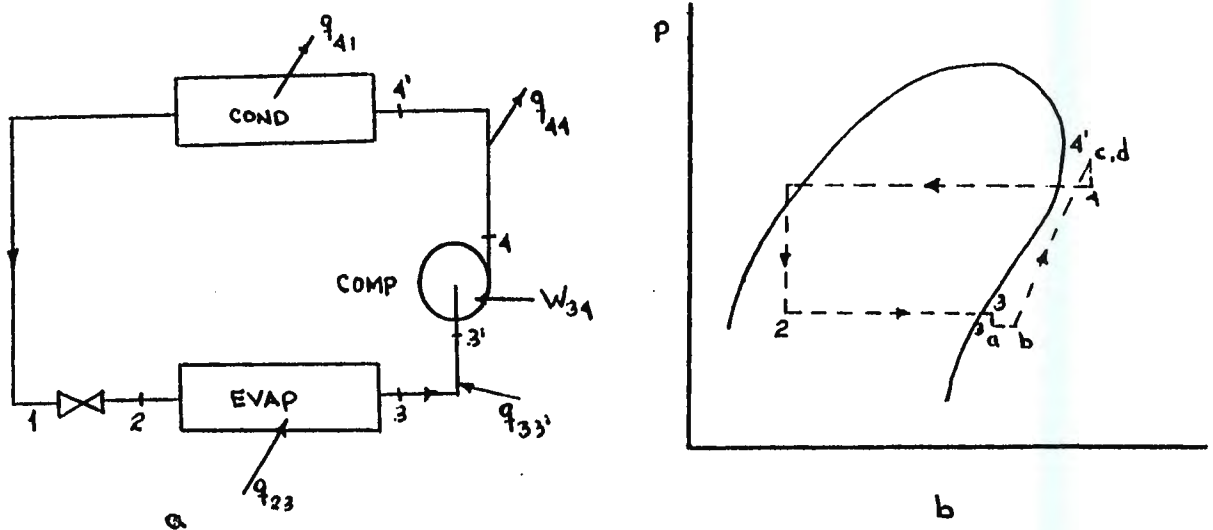


Figura 1.4

Las líneas 1 – 4 y 2 – 3 representan caídas de presión a lo largo del evaporador y del condensador respectivamente; las líneas 3 – a y c – 4 representan caídas de presión en las válvulas de succión y de descarga del compresor.

Las líneas 3 - 3' y 4 – 4' representan transferencias de calor en las líneas de succión y de descarga del compresor; las líneas a-b representa al calentamiento del calor durante la carrera de admisión y la línea b - c representa el proceso de compresión el cual en la realidad se aproxima mas a un proceso politrópico.

Se puede observar fácilmente que en la realidad el compresor tiene que realizar un mayor trabajo; debido principalmente a las caídas de presión en la entrada y salida del mismo compresor como se observa en la figura 1.4.

1.3.5 REFRIGERACION POR ABSORCION.

Los fundamentos del ciclo de refrigeración por absorción, están basados en la propiedad que tienen ciertas sustancias de absorber o disolver un vapor, a esta propiedad se le conoce como afinidad química y al proceso se le llama absorción.

Durante el proceso de absorción, un liquido llamado absorbente atrapa un vapor con el que tiene afinidad química formando una solución binaria. El proceso de absorción es exotérmico y el calor liberado se conoce como calor de absorción. Esta cantidad de calor es numéricamente igual a la suma del calor de condensación del vapor (calor latente de condensación o vaporización) y el calor de dilución del absorbente.

$$Q = r + w$$

Q = calor de absorción

r = calor latente de vaporización

w = calor de dilución

Para que este proceso de absorción sea continuo, el calor generado durante la absorción debe ser retirado de la solución con la misma rapidez con que se genera.

Sin embargo, el proceso se detendrá cuando la concentración de la solución alcance el equilibrio térmico, el cual está determinado por las curvas de equilibrio de la solución a la temperatura y presión a que se realiza el proceso.

El proceso de absorción puede invertirse y separar el vapor del absorbente, para esto es necesario calentar la solución hasta un punto en el cual el vapor disuelto, adquiere la suficiente energía para romper los enlaces entre las moléculas del absorbente y vapor disuelto y retornar de nuevo a la condición de vapor.

En todos estos procesos, la propiedad que juega un papel importante es la composición, pues como se trata de una solución, para determinar el estado termodinámico del sistema se necesita, además del conocimiento de dos variables de estado (como puede ser la presión y la temperatura), la composición.

Para cálculos de absorción se ha visto que es práctico referir la composición de la solución a las masas. Así, en m Kg de solución habrá m' Kg de la sustancia 1 y m'' Kg de la sustancia 2. El porcentaje de masa de la sustancia 2 en la solución es por tanto:

$$X = m'' / m' + m'' = m'' / m \quad \text{Ec'1.7}$$

Que representa la cantidad de la sustancia 2 contenida en 1 Kg de solución. El porcentaje de la sustancia 1 viene dado por:

$$1-X = m' / m' + m'' = m' / m \quad \text{Ec'1.8}$$

La composición se refiere, por lo tanto a 1 Kg de mezcla, la sustancia simple 1 corresponde a $X = 0$ y la sustancia simple 2 a $X = 1$.

Para el comportamiento termodinámico del absorbente puro, rige la curva de presión de vapor, y para el comportamiento de una mezcla binaria (absorbente + vapor), hay que recurrir al diagrama de la solución, o sea a un diagrama de estado que represente las relaciones de temperatura presión y concentración.

1.3.6 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ABSORCION.

El principio de funcionamiento en los equipos de refrigeración por absorción, es idéntico que en los equipos de refrigeración por compresión. La diferencia entre ambos sistemas, consiste en la manera de proporcionar la diferencia de presión entre los procesos de evaporación y condensación del ciclo.

Para ello, en la refrigeración por absorción el compresor empleado en el ciclo mecánico es reemplazado por cuatro elementos que en conjunto producen el mismo efecto, estos elementos son: un absorbedor, una bomba, un generador y una válvula de reducción.

La refrigeración por absorción tiene como principal objetivo resolver el gran problema de la refrigeración mecánica, que consiste en que durante la compresión mecánica el vapor refrigerante sufre una gran variación en su volumen específico, lo cual produce un aumento excesivo de trabajo mecánico del compresor.

Para resolver esto, el sistema de absorción basa su funcionamiento en impregnar al vapor refrigerante proveniente del evaporador dentro de un líquido absorbente, de tal manera que se obtenga una solución refrigerante – absorbente. Después utilizando una pequeña cantidad de trabajo mecánico se eleva la presión de la solución por medio de una bomba centrífuga para que finalmente se separe el gas refrigerante del líquido absorbente en el generador y pueda continuar el ciclo.

En el sistema simple de absorción ilustrado en la figura 1.5, se puede observar que el sistema consiste de cuatro componentes básicos: un evaporador, un absorbedor, un generador y un condensador. A continuación se explicaran los procesos que suceden en cada uno de estos componentes.

EL ABSORBEDOR: Dentro del absorbedor, el vapor refrigerante que sale del evaporador se mezcla con una solución absorbente proveniente del generador, en la que por absorción del calor, el vapor refrigerante es absorbido por la solución absorbente.

Usualmente este proceso se realiza rociando el líquido absorbente dentro de una cámara de vapor refrigerante, en la cual se extienden numerosos tubos condensantes que absorben el calor de absorción. De tal forma que la solución líquida refrigerante – absorbente es colectada en la parte inferior de la cámara, para ser enviada a la bomba centrífuga donde se eleva su presión a la presión del generador.

El calor desprendido en el absorbedor generalmente es disipado por la misma agua de enfriamiento que circula por el condensador.

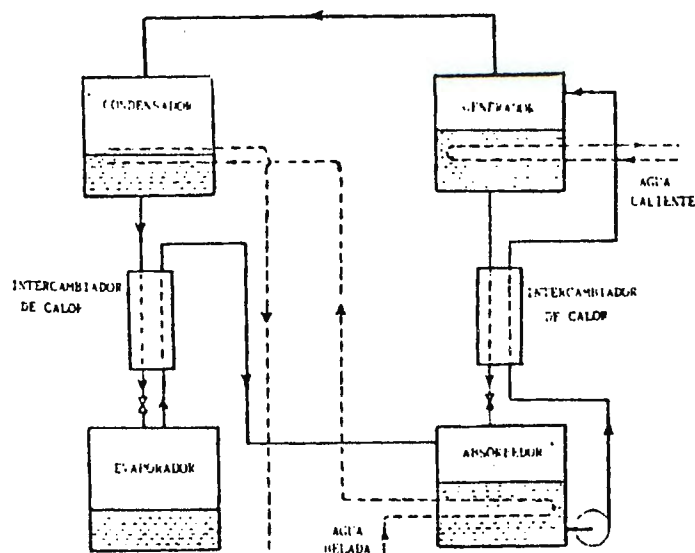


Figura 1.5 Sistema Simple de Absorción.

EL GENERADOR: Una vez elevada la presión de la solución líquida rica en refrigerante, dentro del generador el refrigerante es separado del líquido absorbente por medio del calentamiento de la solución, de tal manera que mientras el líquido absorbente solo se calienta, el refrigerante se evaporará separándose de la solución absorbente.

Generalmente este proceso se realiza vertiendo la solución refrigerante – absorbente dentro de una cámara, en la cual se extienden numerosos tubos calefactores sumergidos en una solución líquida de concentración variada en constante ebullición, de tal forma, que el líquido absorbente será colectado en la parte inferior de la cámara para ser enviado al absorbedor a través de la válvula de reducción, mientras que el vapor refrigerante saldrá por la parte superior del generador para ser conducido al condensador.

Es importante mencionar que el calor suministrado al generador proviene generalmente de vapor o agua caliente.

EL CONDENSADOR: Dentro del condensador, el vapor refrigerante proveniente del generador es transformado a líquido al ceder su calor latente al medio condensante.

EL EVAPORADOR: líquido refrigerante proveniente del condensador pasa al evaporador a través de la válvula de expansión, para posteriormente vaporizarse al absorber el calor del elemento enfriado cerrando así el ciclo de absorción.

Además de estos cuatro elementos fundamentales, se utiliza también un intercambiador de calor entre la solución rica en refrigerante que va al generador y la solución absorbente que va al absorbedor. Este intercambiador mejorara la eficiencia del sistema al elevar la temperatura de la solución hacia el generador a costo de la disminución de la temperatura de la solución absorbente que va al absorbedor, reduciendo así tanto el calor suministrado al generador como el enfriamiento requerido por el absorbedor.

En la actualidad existen dos sistemas de absorción. Cada uno trabaja con una diferente combinación de refrigerante – absorbente. Mas viejo en términos de su uso es el sistema agua – amoníaco, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua es el absorbente. El más reciente es el sistema de Bromuro de Litio – agua, donde el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente.

1.3.7 DESCRIPCION DEL CICLO TERMODINAMICO

Como se observa en la figura 1.6. El vapor refrigerante se mueve desde el evaporador E1 hacia una región de más baja presión llamada el absorbedor A1. El absorbedor contiene una solución absorbente de baja concentración.

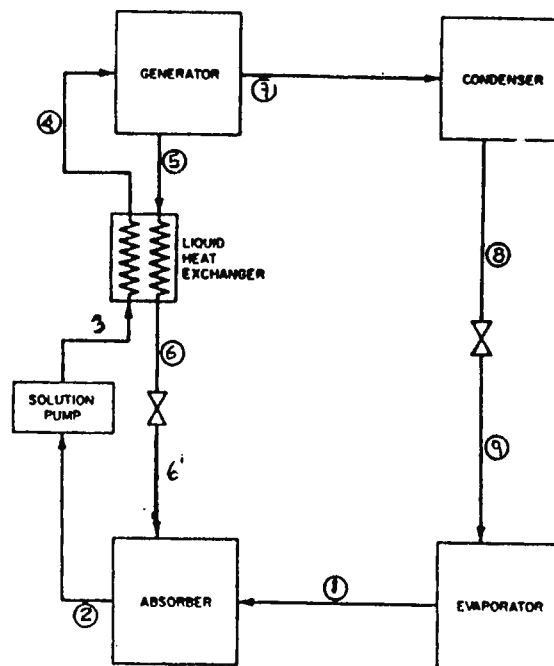


Figura 1.6

Esta solución absorbe el vapor refrigerante y simultáneamente mantiene al absorbedor a una presión ligeramente mas baja que la del evaporador.

La habilidad de la solución de absorber vapor refrigerante, depende de la cantidad de refrigerante en la solución, en otras palabras, depende de la concentración del absorbente relativo al refrigerante. Para cualquier concentración dada, la presión en el absorbedor depende de la temperatura de la solución.

Así, si la solución absorbente se mantiene a la temperatura de concentración apropiada, absorberá la cantidad correcta de vapor refrigerante y mantendrá al absorbedor a una presión tal que permitirá el flujo de vapor refrigerante desde el evaporador hacia él.

Como el vapor refrigerante se condensa en la solución absorbente, la diluye y la calienta debido al calor de absorción (calor latente de condensación + calor de disolución). Para mantener la temperatura de trabajo, es necesario retirar el calor de absorción, utilizando agua de enfriamiento que pasa por el absorbedor. La concentración de trabajo se mantiene bombeando continuamente una porción de la solución del absorbedor hacia el concentrador. Puesto que el concentrador está en la región de alta presión la bomba debe dar esa presión.

Esta bomba no es un compresor puesto que el absorbedor ya ha realizado la compresión al absorber el vapor refrigerante, es meramente un dispositivo de circulación y la cantidad de energía requerida por la bomba es pequeña en comparación con la requerida para mover un compresor de vapor.

En el concentrador, la solución es calentada, para hacer ebullicir el refrigerante y separarse del absorbente. Como resultado la solución se concentra; esta solución concentrada regresa de nuevo al absorbedor.

En otras palabras la solución circula solamente entre el absorbedor y el concentrador.

Así como en un ciclo de refrigeración mecánica, el vapor refrigerante liberado en el compresor pasa al condensador C1, el cual se encuentra a una presión ligeramente menor, ahí condensa dando su calor de condensación al agua de enfriamiento (ambiente).

Como se ha mencionado anteriormente, es necesario rechazar calor del absorbedor y condensador. Puesto que el condensador esta a mayor temperatura que el absorbedor, el agua de enfriamiento circula en serie primero por el absorbedor y luego por el condensador.

Como el absorbedor se encuentra a menor temperatura que el concentrador, la solución diluida que sale del absorbedor debe ser calentada en el concentrador antes de hacerse ebullicir. La solución concentrada que regresa del concentrador hacia el absorbedor, debe ser enfriada antes de que ejecute su función.

Por lo tanto, si estos dos flujos se hacen pasar por el intercambiador de calor I1, la solución diluida fría, será calentada por la solución concentrada caliente. Con esto se ahorrara en agua de enfriamiento y calor dado al ciclo.

En resumen, los puntos importantes del ciclo de refrigeración por absorción son los siguientes:

1. El evaporador y el absorbedor están en la región de baja presión del ciclo.
2. El concentrador y el condensador están en la región de alta presión del ciclo.
3. La bomba transfiere solución líquida de la región de baja presión a la región de alta presión.

4. El calor es aplicado en el concentrador para hacer ebullición del refrigerante de la solución absorbente.
5. El agua de enfriamiento pasa a través del absorbedor y condensador (en serie), para mantener las temperaturas apropiadas (y por consiguiente las presiones).

1.3.8 COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL CICLO DE ABSORCIÓN.

Un ciclo de absorción puede ser visto como la combinación de una máquina térmica y una máquina de refrigeración; la máquina térmica convierte calor en trabajo, este trabajo es el que utiliza la máquina de refrigeración para producir el efecto de enfriamiento.

Para un ciclo ideal, reversible (ciclo de Carnot), si una cantidad de calor Q_G es absorbida en el concentrador G a una temperatura T_G y una cantidad de calor Q_C es rechazada en el condensador a la temperatura T_C , entonces:

El trabajo producido puede ser calculado por:

$$W = Q_G \times (T_G - T_C / T_G) \quad \text{Ec'1.9}$$

Donde: W y Q_G se expresan en kJ / Kg °K

T_G y T_C en grados Kelvin.

Para un ciclo de refrigeración reversible, se absorbe una cantidad de calor Q_E en el evaporador a la temperatura T_E , y rechaza el calor Q_A en el absorbedor a la temperatura T_A , el trabajo necesario para operar el ciclo es:

$$W = Q_E \times (T_A - T_E / T_E) \quad \text{Ec'1.10}$$

Puesto que el trabajo es común, las dos ecuaciones pueden ser combinadas.

$$Q_G (T_G - T_C / T_G) = Q_E (T_A - T_E / T_E) \quad \text{Ec'1.11}$$

Por la definición del coeficiente de operación:

$$\text{C.O.P.} = Q_E/Q_G = (T_E/T_G) * (T_G - T_C / T_A - T_E) \quad \text{Ec'1.12}$$

El valor del coeficiente de operación debe ser siempre menor que 1. El establecimiento de 1 como limite para el C.O.P. se basa en el concepto que si 1kg de refrigerante es evaporado en el concentrador, entonces solamente 1 Kg de refrigerante esta disponible en el evaporador, o sea en este caso Q_E y Q_G serian prácticamente iguales y su cociente seria la unidad.

1.3.9 SISTEMA AGUA - AMONIACO

El sistema agua-amoniaco en la actualidad solo es utilizado en sistemas de refrigeración comerciales e industriales, donde se requiere de una temperatura en el evaporador abajo o cerca de los 0°C (32°F).

La combinación agua-amoniaco tiene las siguientes características:

El agua absorbente tiene una muy fuerte afinidad con el vapor de amoniaco sobre un amplio rango de condiciones de operación.

Ambos fluidos son altamente estables y son compatibles con los materiales utilizados en los sistemas de refrigeración a excepción del cobre y sus aleaciones, por lo que nunca es utilizado el cobre en los sistemas de amoniaco.

El amoniaco tiene un alto calor latente pero es ligeramente tóxico, por lo que limita su uso en aplicaciones de aire acondicionado.

La mayor desventaja esta en que el agua absorbente es algo volátil, por lo que el vapor de amoniaco que abandona al generador usualmente tendrá un contenido del 5 al 10% de vapor de agua.

Debido a esto, al sistema sencillo de la figura 1.5 se le deben agregar dos nuevos elementos mostrados en la figura 1.7

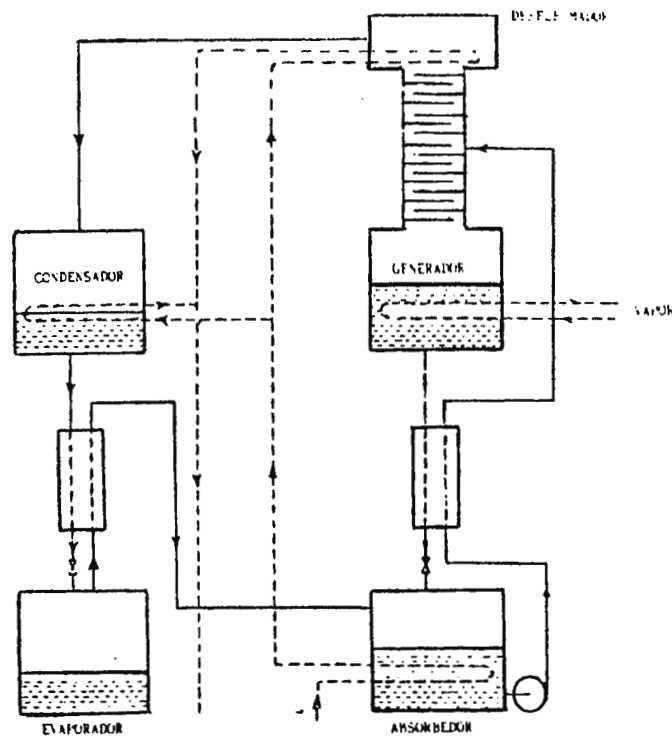


Figura 1.7 Sistema de absorción Agua-Amónico.

Estos son una columna de rectificación en la parte superior del generador y un deflegmador en la parte superior de la columna de rectificación.

A través de las placas de la columna de rectificación, circula una solución de vapor en forma ascendente, al mismo tiempo que una solución líquida fluye en forma descendente.

Dentro de estas placas se condensa una parte del vapor que sube mientras se evapora otra parte del líquido que baja, dando como resultado, que el vapor ascendente adquiera progresivamente una mayor concentración de amoníaco mientras que la solución líquida descendente adquiera progresivamente una menor concentración de amoníaco.

El deflegmador básicamente proporciona el enfriamiento necesario para que el vapor que sale de la columna de rectificación se enfríe, produciendo que el vapor de agua se condense y se drene a la columna mientras que el vapor de amoníaco suba sin problemas a través del deflegmador. El enfriamiento del deflegmador es usualmente obtenido de la misma agua del condensador.

1.3.10 SISTEMA DE ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO-AGUA.

El sistema bromuro de litio-agua es usado ampliamente en equipos de refrigeración para acondicionamiento de aire y en sistemas donde no se requieran de temperaturas de evaporación muy bajas. El bromuro de litio puro es una sal higroscópica que mezclada con suficiente cantidad de agua forma una solución líquida homogénea.

La principal ventaja del bromuro de litio es que no es volátil, de manera que el absorbente no se mezcla con el vapor refrigerante que sale del generador. Por esta razón en este sistema no se requiere de equipo de rectificación.

La principal desventaja de este sistema es que solo puede trabajar a temperaturas de evaporación mayores de 0°C (32°F), esto se debe a que el agua refrigerante tiene un punto de ebullición muy alto. Otra consecuencia debida al uso del agua como refrigerante, es que las presiones de operación son muy bajas estando por lo general muy debajo de la presión atmosférica.

Como ya es de suponerse, el sistema bromuro de litio-agua es prácticamente igual al sistema de la figura 1.5, es más sencillo que el sistema agua-amoniaco y además opera con un mayor coeficiente de funcionamiento.

La capacidad del absorbente para impregnarse de vapor refrigerante depende de la concentración relativa del absorbente, por esta razón para poder variar la capacidad del sistema en respuesta a variaciones de la carga de refrigeración, es necesario controlar la concentración de la solución. Los métodos más empleados para variar la capacidad del sistema son el control del flujo de vapor o del agua caliente suministrado al generador y el uso de válvulas de control para poder variar directamente la concentración de la solución absorbente.

1.3.11 EL CICLO DE CARNOT INVERTIDO

El ciclo de Carnot es el proceso de comparación teórico más apropiado para ser realizado por la máquina frigorífica de vapor. En este caso, el ciclo Carnot debe ser recorrido en sentido opuesto a como se sigue en la máquina térmica.

En la figura 1.1, se indica el esquema de una instalación frigorífica, trabajando según el ciclo de Carnot y en la figura 1.8 muestra el cambio de fase del refrigerante, que tiene lugar en la zona de vapor húmedo. El vapor húmedo que sale del evaporador a la temperatura T_0 y a la presión correspondiente a la de saturación a esta temperatura (estado 1), es comprimido isoentrópicamente hasta la presión "p" del condensador.

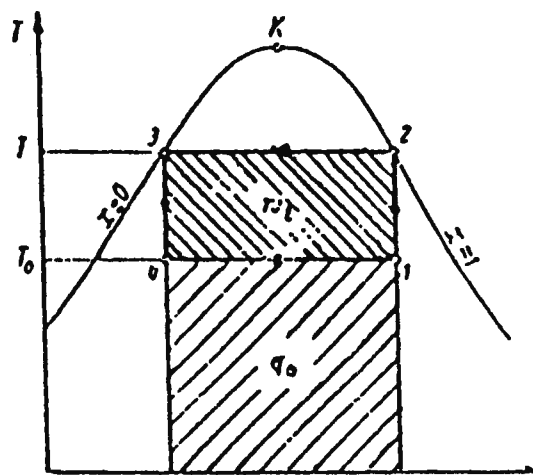


Figura 1.8

En el condensador, el vapor saturado (estado 2) condensa isotérmicamente e isobáricamente, cediendo el calor q al agua de refrigeración (o al medio ambiente).

Desde el estado 3, el líquido se expande hasta alcanzar la presión del evaporador P_0 . El vapor húmedo formado absorbe el calor q_0 y se vaporiza isoterma e isobáricamente hasta el estado 1.

1.3.12 BALANCE ENERGETICO Y FLUJO MASICO EN UN SISTEMA DE ABSORCIÓN

INFORMACION NECESARIA. DATOS TERMODINAMICOS Y FISICOS

El análisis de un ciclo de refrigeración por absorción, consiste de una serie de balances de masa en los diferentes componentes así como en el ciclo completo. Para tal análisis, la información requerida para los fluidos de trabajo consiste en tablas o cartas de equilibrio de presión - temperatura - composición para los balances de masa, y entalpía - temperatura- composición en las fases líquido y vapor, para los balances de calor. Además de los análisis de ciclo, el diseñador necesitará datos de densidad, viscosidad, calor específico y conductividad de las fases líquido y vapor para los cálculos de flujo, diseño del intercambiador de calor, bombas etc.

BALANCE DE CALOR Y BALANCE DE MASA

Para hacer los balances de calor y masa se tomará como referencia la figura 3 que representa una máquina de absorción. El ciclo es ideal y las ecuaciones son por unidad de masa del refrigerante (1 Kg).

BALANCE DE CALOR DEL CICLO COMPLETO

$$Q_G - Q_A + Q_B - Q_C + Q_E \quad \text{EC'1.13}$$

Q_G = Calor absorbido en el concentrador

Q_A = Calor rechazado en el absorbedor

Q_B = Calor de compresión de la bomba

Q_C = Calor rechazado en el condensador

Q_E = Calor absorbido en el evaporador

BALANCE DE CALOR EN EL EVAPORADOR

$$q_E + h_9 - h_1 = 0 \quad \text{Ec'1.14}$$

h_9 = entalpía del refrigerante a la entrada

h_1 = entalpía del refrigerante a la salida

BALANCE DE CALOR EN EL CONDENSADOR

$$h_7 - h_8 - q_C = 0 \quad \text{Ec'1.15}$$

h_7 = entalpía del refrigerante a la entrada

h_8 = entalpía de refrigeración salida

BALANCE DE CALOR Y DE MASA EN ABSORBEDOR

Como hemos tomado 1 Kg. de refrigerante como unidad de masa en todas las ecuaciones la masa que entra en el punto 1 es 1 Kg. de refrigerante por unidad de tiempo.

Definiremos un valor M , como la relación entre la masa de la solución absorbente que llega al absorbedor y la masa del refrigerante que llega al absorbedor.

$$m_6 / m_1 = m_6 / 1 \text{ Kg} = m_6 = M$$

Haciendo un balance de masas en el absorbedor tendremos que en el punto 1 entra 1 Kg de refrigerante por unidad de tiempo, en el punto 6 entran M Kilogramos de solución por unidad de tiempo y en el punto 2 debe por consiguiente salir M + 1 Kilogramos por unidad de tiempo. El balance para el absorbente será:

$$M X_6 = (M + 1) X_2 \quad \text{Ec'1.16}$$

X_6 = Concentración o fracción del absorbente en el punto 6.

X_2 = Concentración o fracción del absorbente en el punto 2.

Resolviendo para M se llega a la expresión:

$$M = X_2 / (X_6 - X_2) \quad \text{Ec'1.17}$$

El balance de calor en el absorbedor será:

$$- q_A + h_1 + Mh_6 - (M + 1)h_2 = 0 \quad \text{EC'1.18}$$

h_6 = entalpía de la solución en el punto 6

h_2 = entalpía de la solución en el punto 2

BALANCE DE CALOR Y MASA EN EL CONCENTRADOR

$$q_G + (M+1) h_4 - Mh_5 - h_7 = 0 \quad \text{EC'1.19}$$

h_4 = entalpía de la solución en el punto 4

h_5 = entalpía de la solución en el punto 5

BALANCE DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR

$$Q_i = M(h_5 - h_6) = (M + 1) (h_4 - h_3) \quad \text{Ec'1.20}$$

Q_i = Calor intercambiado internamente entre las dos corrientes.

Todas las entalpías son de la solución.

BALANCE EN LA BOMBA

El equivalente en calor de la energía consumida en la bomba se evalúa considerando que la bomba levanta $(M + 1)$ Kg de solución desde la presión del absorbedor hasta la presión del concentrador. Si P_G es la presión en el concentrador y P_A la presión en el absorbedor, entonces el trabajo requerido por la bomba es:

$$q_B = (P_G - P_A) (M + 1) / (\rho_{\text{rel.sol.}} * \rho_{\text{agua}}) = \text{K cal / Unidad de tiempo} \quad \text{Ec'1.21}$$

$\rho_{\text{rel.sol.}}$ = densidad relativa de la solución en el punto 2.

ρ_{agua} = densidad de agua en Kg / m³

P_G Y P_A en Kpa.

CAPITULO II

ENERGIA SOLAR

2.1 ENERGÍA SOLAR

Generalidades. Conceptos. Definiciones.

El sol es una masa de materia gaseosa caliente que irradia a una temperatura efectiva de unos 6000°C . Se encuentra a una distancia media de 150 000 000 kilómetros de la tierra, y la constante solar, esto es, la intensidad media de radiación medida fuera de la atmósfera terrestre en un plano normal a la radiación es aproximadamente de $353.79 \text{ J / (s) m}^2$, el intervalo de valores publicados es de 1323.09 a $1395.66 \text{ J / (s) m}^2$ ó de $1351.35 \text{ J / (s) m}^2$, el equivalente de 1.5 HP / yarda cuadrada (1.79 hp/m^2).

Aunque hace unos cuantos años eran sólo una curiosidad, los sistemas de aprovechamiento de la energía solar se están convirtiendo con rapidez en una cosa común. Una de las razones es que el sol es en nuestros días la mejor fuente opcional de energía. Se tienen cuatro factores que se deben considerar para el uso de la energía solar:

- El sol se puede utilizar como fuente opcional de energía, sin las dificultades que presentan otras fuentes.
- El equipo necesario, lo mismo que las técnicas de diseño de sistemas y su instalación, se encuentran disponibles.

- En casi todas las regiones del país, se puede esperar un rendimiento excelente de los sistemas de aprovechamiento de la energía solar.
- Desde el punto de vista económico y del sentido común, ha llegado el momento de tomar la decisión.

2.1.1 RADIACIÓN QUE LLEGA A LA TIERRA

La intensidad de radiación que llega a la superficie de la tierra se reduce por varios factores variables, entre ellos, la absorción de radiación, en intervalos de longitudes de onda específicas, por los gases de la atmósfera, dióxido de carbono, ozono y otros, y por el vapor de agua, por dilución atmosférica de la radiación por partículas de polvo, moléculas y gotitas de agua por reflexión en las nubes y por la inclinación del plano que recibe la radiación respecto de la posición normal a la radiación. La intensidad de la radiación solar medida en la superficie de la tierra varía desde $1116.53 \text{ J / (s) m}^2$ a cero.

Parte de la radiación solar se recibe como radiación directa o de rayos solares (la radiación directa se compone de rayos paralelos que vienen directamente del sol. Esta radiación produce sombras en días despejados), el resto de la radiación solar (la radiación difusa, que se compone de rayos dispersos no paralelos. Este tipo de radiación hace que el cielo se vea azul en días despejados y gris en días brumosos) esta esparcida o diseminada por los componentes de la atmósfera, no tienen dirección definida.

También, la radiación puede reflejarse de nuevo desde el suelo a otras superficies, (la radiación reflejada es energía solar que llega desde las superficies adyacentes al edificio o desde el suelo, depende en gran medida de la forma y textura de los alrededores).

La radiación directa puede llegar a 90% de la radiación total en días muy claros, pero toda la radiación que llega a la tierra a través de una envoltura de nubes es difusa, a diferencia de lo que ocurre con la radiación directa, la difusa es mayor en días brumosos que en días despejados. En el mejor de los casos, la radiación difusa podrá ser únicamente alrededor del 25% de la radiación disponible, o sea más o menos $14.195 \text{ K j / (s) m}^2$.

Se conoce como radiación total, la suma de las radiaciones directa, difusa y terrestre (reflejada) que se reciben de una superficie. Por ejemplo, sobre una pared o una ventana, incide la radiación directa del sol, la difundida por las nubes y por el cielo y, además, puede entrar la luz reflejada por algún otro objeto frente a la pared o ventana. Un caso particular, pero de mucho interés práctico en el estudio de la energía solar, es el medir la radiación total sobre una superficie horizontal “viendo” hacia arriba. En este caso puede considerarse que no existe radiación terrestre y se conoce también como radiación global. Por tanto, la radiación global es la suma de la directa más la difusa.

Para expresar la potencia solar y en general, de cualquier radiación se utiliza el término irradiancia. La irradiancia, W/m^2 , es la rapidez de incidencia de energía radiante sobre una superficie, por unidad de área.

Generalmente se usa el símbolo G para la irradiancia, junto con los subíndices adecuados: G_o , G_b , G_d ; para irradiancia extraterrestre, directa, difusa, etc. Nótese que la irradiancia tiene la virtud de indicar muy claramente que la radiación es un fenómeno que transcurre en el tiempo, que “va de pasada”, que no es estático. Es energía que incide instantáneamente sobre una superficie.

Cuando incide la radiación sobre un plano, durante un tiempo determinado, puede hablarse entonces de que incidió una cierta cantidad de energía. La cantidad de energía, por unidad de área, que incide durante una cantidad de tiempo dado, recibe el nombre de irradiación, J/m^2 , y no es otra cosa que la integral de la irradiancia durante el período en cuestión. Generalmente se utiliza el símbolo “ I ” para la insolación por hora, mientras que “ H ” se usa para la insolación en el período de un día. Se aplican los mismos subíndices, por ejemplo: H_o simboliza la irradiancia extraterrestre en un día; I_d simboliza la irradiancia difusa en una hora, etc.

2.1.2 MEDICIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR

Para muchas aplicaciones prácticas, no basta con calcular la radiación teórica que incide sobre un lugar o sobre un equipo solar determinado. Es necesario hacer las mediciones, para tener los valores efectivos de energía disponible o incidente sobre un colector.

Existen varios métodos para medir la radiación solar, ya sea en forma de irradiancia o de irradiación.

El método más aceptado comúnmente, es el uso de un piranómetro. Un piranómetro, es un instrumento para medir la irradiancia global (directa más difusa), usualmente sobre una superficie horizontal.

El tipo más común de piranómetro, consiste en dos sensores de temperatura, uno de ellos expuesto a la radiación solar y ennegrecido y el otro, protegido de la radiación.

Si los dos sensores se encuentran en condiciones similares en todo, menos en el hecho de estar expuestos a la radiación, habrá una diferencia de temperatura entre ellos. La hipótesis de trabajo de un piranómetro, es que la irradiancia es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre ambos sensores.

Para evitar ruido en las lecturas, causado por el viento y otros factores meteorológicos, el sensor expuesto a la radiación (y a veces también el otro) pueden estar protegidos por un hemisferio de vidrio. Este hemisferio, de características ópticas adecuadas, permite el paso de la radiación, pero evita el enfriamiento por viento, lo cual alteraría la lectura.

Es posible utilizar piranómetros para medir radiación directa y difusa por separado, de la siguiente forma. Se requieren dos piranómetros. Uno de ellos se instala horizontalmente y mide radiación global. Al otro se le coloca una “sombra” que consiste en una banda o un disco para obstruir la radiación directa. Entonces, este piranómetro medirá solo radiación difusa. La resta de la global menos la difusa, da como resultado la directa.

Otro instrumento para medir la radiación solar es el piroheliómetro. El piroheliómetro es un instrumento que se enfoca directamente al sol para medir exclusivamente la radiación que proviene de él y de sus alrededores cercanos. Es decir, es un instrumento que mide radiación directa. A diferencia del piranómetro, que suele instalarse fijo, el piroheliómetro debe constar con un sistema de movimiento de relojería para seguir el sol con gran precisión.

La información de un piranómetro debe ser registrada, ya sea por un método gráfico o electrónico. Esto permite entonces integrar las irradiancias en períodos dados, para obtener la irradiación correspondiente.

Cuando la irradiancia medida está muy por debajo de la atmósfera clara, se debe generalmente a la aparición de nublados (suponiendo que no se trata de la sombra de un árbol, o de un eclipse).

Por otro lado, ocasionalmente puede ocurrir que la radiación medida sea mayor que la calculada con el modelo de atmósfera clara. Esto puede suceder por varias razones: a) por que efectivamente haya una mayor irradiancia que la calculada, b) por que las nubes que rodean al sol (aparentemente) produzcan un efecto de concentración de la radiación, exagerando la lectura, c) Por el defecto del instrumento, que no responda adecuadamente a ciertas condiciones meteorológicas.

DISTRIBUCIÓN ESPECTRAL DE LA ENERGÍA SOLAR

Intervalo de longitud de onda, μ	Energía transmitida, (J / s m ²)					
	m = 0	1	2	3	4	5
Ultra violeta, 0.29 – 0.40	94.90	39.77	20.23	9.76	5.58	2.79
Visible, 0.40 – 0.70	540.12	419.39	327.98	258.89	205.86	163.99
Infrarrojo por encima de 0.70	688.06	468.94	391.48	339.14	297.97	263.08
Totales Calorías por minuto, por cm ²	1323.08	928.1	739.69	607.79	509.41	429.86

TABLA 2.1

La tabla 2.1, indica la distribución de la energía transmitida en tres intervalos de longitudes de onda, para diversas masas de aire, m, y se basa en una constante solar de 1323.09 J / (s) m².

La masa de aire, m, se define como la razón entre el espesor de la atmósfera por la que ha de pasar la radiación y el espesor cuando el sol esta en el cenit y el observador al nivel del mar.

2.1.3 ENERGIA DE RADIACION SOLAR

Generalmente se puede decir, que la energía del sol que llega a la tierra, equivale a 10000 veces el consumo mundial de energía. El sol, por su proximidad, es capaz de hacer llegar hasta nosotros grandes cantidades de energía radiante.

Es una estrella bastante corriente, con la única particularidad de que solamente se encuentra a una distancia de unos 150 millones de kilómetros de la tierra. La radiación que emite tarda algo más de 8 minutos en alcanzar nuestro planeta, a razón de 300,000 km/s.

Son de interés los aspectos cuantitativos de la energía del sol. De la radiación solar solo llega un 51.6% a la superficie de la tierra. Los restantes 48.4% se pierden como reflexión (31%) y absorción (17.4) en la capa de aire. La energía del sol se mide en KW por Mt^2 o por MJ (Mega Julios) por Mt^2 . En el mapa mundial de radiación que se muestra en la figura No. 1 del anexo. Se indica la radiación promedio anual en Kw/h por Mt^2 área horizontal.

Este mapa nos enseña que la mayoría de Centroamérica tiene un valor de 1950 Kw/h. Este valor dividido por 365 días nos da un valor promedio de 5.34 Kw/h diarios. En comparación a los países centrales de Europa que tienen un valor de 1100 Kw/h por mt^2 . De los cuales Centroamérica recibe un 56% de energía solar.

La insolación solar contiene diferentes formas de radiación. Sin embargo la insolación más eficiente es la radiación directa del sol, la cual toca directamente a una superficie. Esta forma de radiación también se conoce como sol radiante.

Otro tipo de radiación solar es la reflejada, la cual toca primero otra superficie para ser reflejada en el mismo ángulo como choca. La radiación más fuerte se da cuando se observan en el cielo nubes alrededor del sol, en este caso tenemos la radiación directa y la reflejada de las nubes juntas.

Cuando los rayos del sol primero tienen que pasar por nubes o neblina se habla de radiación difusa.

Para determinar la capacidad de un equipo, por ejemplo un equipo de calefacción, se debe conocer la energía solar que recibe el colector. La radiación solar que se recibe inminentemente sobre la atmósfera terrestre es de $81196.83 \text{ J / s m}^2$ aproximadamente en una superficie normal, es decir, que encara al sol. En unas superficies es de $2649.78 \text{ J / s m}^2$ mayor en el invierno y menor en el verano, debido a la órbita ligeramente elíptica de la tierra alrededor del sol.

Para diseñar colectores de energía solar es necesario encontrar la parte de energía que reciban las superficies que no son normales al sol. En general, los colectores tienen una posición fija y por lo tanto no pueden reunir la insolación completa como una superficie que siempre es normal a los rayos del sol.

Hay una variación horaria del ángulo entre la superficie del colector y los rayos del sol, debido a la rotación de la tierra. También hay una variación diaria por que en invierno el eje terrestre se inclina más a las superficies del hemisferio norte con respecto al sol, en comparación con el verano.

Esto hace que el sol tenga una posición baja en el horizonte durante el invierno, y alta en el verano. Esas variaciones cambian también de acuerdo con la distancia del ecuador (latitud).

La figura 2.1, muestra como la inclinación del eje de la tierra con respecto al sol, lo que se llama declinación, afecta la cantidad de radiación solar que se recibe.

Cuando la tierra está inclinada y el hemisferio norte está inclinado con respecto a los rayos del sol, como en el invierno, la longitud del trayecto de la radiación a través de la atmósfera es mayor, y esto causa que se reciba menos radiación solar en la superficie terrestre, no obstante el hecho de que la tierra está ligeramente más cerca del sol.

El cambio de declinación origina que el sol aparezca más alto sobre el horizonte en verano que en invierno. Con ello se afecta el ángulo adecuado al cual se debería inclinar el colector para tener una recepción máximo de radiación la elevación del sol sobre el horizonte se le llama altitud y a su posición horizontal con relación al sur se le llama acimut, ambas se expresan en grados. La figura 2.2, muestra lo anteriormente expuesto.

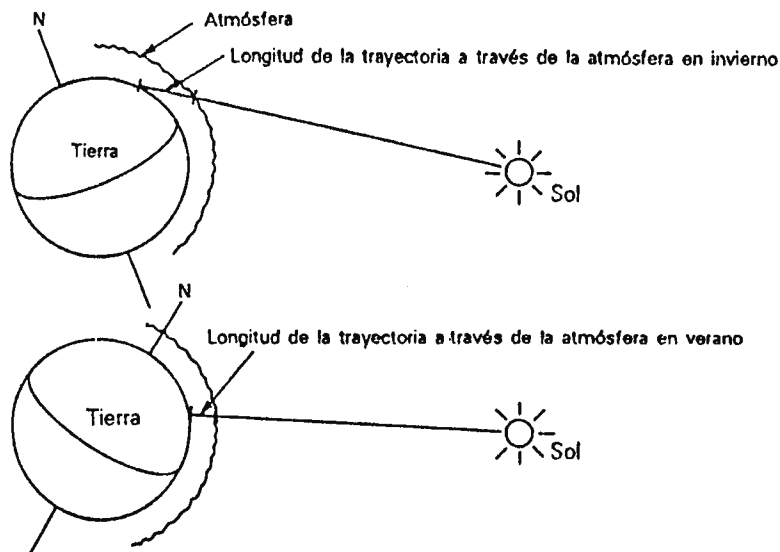


Figura 2.1 Efecto de la inclinación del eje de la tierra sobre la radiación solar que se recibe

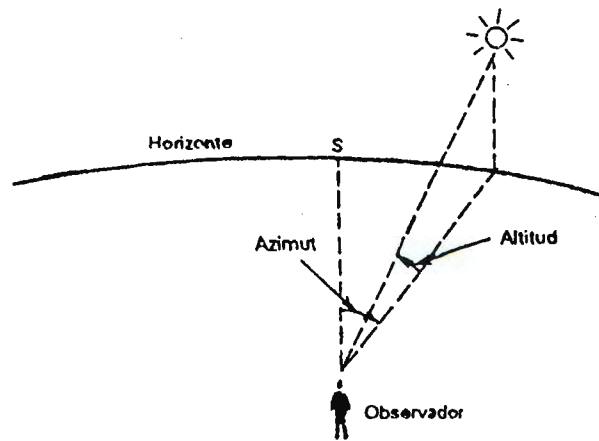


Figura 3.2 Altitud y acimut sol

2.1.4 RADIACIÓN EN EL AMBITO NACIONAL

El Salvador es un país con un elevado potencial de energía solar debido a sus características locales. El promedio anual de la radiación solar diaria varia entre $13.88 \text{ MJ} / \text{m}^2$ (estación las pilas, a 1960 metros sobre el nivel del mar), y $19.15 \text{ MJ} / \text{m}^2$ (estación matriz), totalizando valores anuales de energía solar entre $5066 \text{ MJ} / \text{m}^2$ ($1407 \text{ Kwh} / \text{m}^2$) y $6960 \text{ MJ} / \text{m}^2$ ($1942 \text{ Kwh} / \text{m}^2$).

Comparada esta cifra con el valor de la radiación global anual máxima terrestre que varia entre 8000 y $8500 \text{ MJ} / \text{m}^2$, la energía anual en las estaciones consideradas, varia entre 63% y el 87% del máximo disponible en los países con mayor disponibilidad de energía solar en el mundo.

De acuerdo a estos resultados, el potencial de la energía solar no es solamente elevado y distribuido uniformemente durante el año, sino que también las condiciones climáticas favorecen su utilización en diferentes aplicaciones térmicas y fotovoltaicas. Es necesario, sin embargo, considerar en cada aplicación, su viabilidad técnico-económica.

La tabla No. 1 y No. 2 del anexo, contiene los promedios mensuales de radiación global diaria, para diversas estaciones que fueron investigadas. Para las condiciones de las cuales se tiene información de radiación global diaria se da también el número mínimo de años, con el cual se calculo el promedio, así como su desviación estándar.

Para las estaciones que solamente tienen brillo solar, se dan el valor de los coeficiente empleados en el cálculo de la radiación.

2.1.5 POSICIÓN GEOGRÁFICA DE EL SALVADOR

El Salvador está situado en el hemisferio norte, en el cinturón climático de los trópicos, su latitud media es 14° norte, y para la ciudad de San Salvador es de $13^{\circ} 43'$ norte. Como en la mayoría de los países tropicales, el sol brilla al mediodía en el zenit exacto dos veces por año, entre el 26 y 28 de Abril y entre el 16 y 17 de Agosto. Entre ambas fechas el sol pasa un poco al norte proyectando sombra hacia al sur, entre Agosto y Abril, pasa al sur proyectando sombras hacia al norte.

2.1.6 DURACIÓN DEL DÍA

Se entiende por duración del día o “día natural”, el espacio de tiempo que media entre la salida y puesta del sol. Para San Salvador, la duración del día varía entre 11 horas 20 minutos, en los meses de Diciembre y Enero, y 12 horas 55 minutos, en los meses de Mayo, Junio y Julio. Esta característica es importante, ya que entre más largo es el día, la radiación solar recibida por día es mayor.

2.1.7 HORAS DE LUZ SOLAR

Más importante aún que la duración del día son las horas de luz solar. Para San Salvador, las horas de luz solar varían entre 6.2 horas y 9.7 horas, con un promedio anual de 8.2 horas. Prácticamente las horas de luz solar, es el tiempo efectivo en que se puede aprovechar la energía solar, que para nuestra ciudad, son valores relativamente altos.

2.1.8 CLIMA

El clima de San Salvador es tropical, donde durante todo el año existen condiciones térmicas más o menos iguales. Desde el punto de vista meteorológico hay dos estaciones y dos transiciones durante el año. Según observaciones del servicio meteorológico nacional, se calculan las siguientes fechas promedios para principios y final de estaciones.

Según la altura sobre el nivel del mar (820 m) la zona climática de San Salvador, corresponde a las denominadas sabanas tropicales calientes o tierra caliente.

Como se señalo antes, aunque existen dos estaciones bien definidas las condiciones térmicas casi no varían, cosa que es beneficiosa para una instalación solar, pues perfectamente se puede decir que el comportamiento diario de la instalación, representa con muy buena aproximación el comportamiento durante todo el año, lo que facilita los cálculos, sin alejarse demasiado de la realidad.

EPOCA DEL AÑO	PRINCIPIO	FINAL	DURACIÓN	
			DIAS	SEMANAS
Estación seca	14 de nov.	19 de Abril	157	22.5
Transición seca – lluviosa	20 de Abril	20 de Mayo	31	4.5
Estación lluviosa	21 de Mayo	16 de Oct.	149	21
Transición lluviosa – seca	17 de Oct.	13 de Nov.	28	4
		Total	365	52

TABLA 2.2 DURACIÓN DE LAS ESTACIONES EN SAN SALVADOR

2.1.9 CALCULO DE LA RADIACIÓN DIARIA Y HORARIA PARA SAN SALVADOR

Las relaciones matemáticas aquí utilizadas se han tomado de la referencia 1, y los datos meteorológicos de la referencia 2.

La intensidad de radiación promedio diaria, para una superficie horizontal se puede determinar mediante la siguiente fórmula: $H_{promedia} = H_0 (a + bn/N)$

1. Duffie J.A., y Beckman W.A., Solar Energy Thermal Processes, U.S.A., Wiley y Sons 1973.
2. Almanaque salvadoreño ministerio de agricultura y ganadería, dirección general de recursos naturales renovables, servicio metereologico, El Salvador.

Donde: H_0 = Radiación fuera de la atmósfera para el lugar, promedio sobre el período de tiempo analizado.

a y b = Constantes que dependen del lugar.

n = Horas de luz.

N = Duración del día en horas.

Para determinar el patrón de la variación de la radiación solar durante el día, se eligió el día 25 de Abril, por ser la fecha cuando el sol pasa por el zenit. Para San Salvador, el valor de la radiación extraterrestre el 25 de Abril es de $37.5 \times 10^3 \text{ KJ/m}^2 - \text{día}$, y los valores de las constantes a y b, para nuestro clima típico son 0.30 y 0.51 respectivamente, y para esa misma fecha los valores de n y N son 7.9 y 12.6 horas. Por lo tanto, según la fórmula anterior la radiación media será:

$$H_{\text{promedio}} = 37.5 \times 10^3 (0.30 + 0.51 \times 7.9/12.6) = 23.24 \times 10^3 \text{ KJ/m}^2 - \text{día}.$$

Para determinar la variación de la radiación durante el día, se toma como base la radiación promedio diaria, aquí se utilizará el valor de radiación calculado anteriormente. La radiación horaria será entonces, igual al porcentaje de la radiación diaria que incide en una superficie horizontal a la hora particular.

En la tabla que se muestra a continuación, se dan los porcentajes y los resultados correspondientes a la radiación horaria.

HORA	RADIACIÓN DIARIA	$23.24 \times 10^3 \text{ KJ/m}^2 - \text{día}$
	PORCENTAJE	RADIACIÓN HORARIA
6:00 – 7:00	0.017	0.395×10^3
7:00 – 8:00	0.044	1.023×10^3
8:00 – 9:00	0.077	1.789×10^3
9:00 – 10:00	0.103	2.394×10^3
10:00 – 11:00	0.123	2.859×10^3
11:00 – 12:00	0.137	3.184×10^3
12:00 – 1:00	0.137	3.184×10^3

Tabla 2.3 Intensidad de radiación por día en san salvador

En esta tabla sólo aparecen los datos para las horas de la mañana, ya que como se puede observar en la última fila, los valores se repiten de forma descendente para las horas de la tarde. Debe de recordarse que estos valores son calculados y que corresponden a una superficie horizontal, para aplicarlas a un colector solar, se debe tener en cuenta la inclinación del colector con respecto a la horizontal. En el gráfico siguiente, se representa la variación de radiación solar, de acuerdo a los datos de la tabla 2.3.

Los valores obtenidos son relativamente altos como era de suponerse, ya que han sido calculados para la máxima intensidad de radiación que se recibe en la ciudad de San Salvador este patrón de intensidad horaria se mantiene prácticamente invariable entre los meses comprendidos de Abril a Agosto, y en ese sentido es considerablemente representativo el comportamiento anual.

Entre los meses comprendidos de Septiembre a Marzo los valores son menores, disminuyendo aproximadamente en un 17% de los valores de la tabla 2.3.

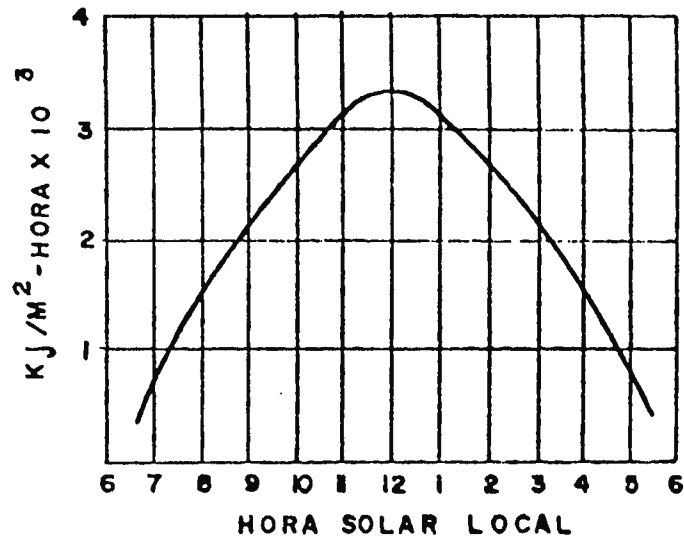


Figura 2.3. Variación de radiación solar en San Salvador, el 25 de Abril.

2.1.10 TEMPERATURAS DE LAS FUENTES DE AGUA

El sistema de absorción, utiliza agua en condiciones ambientales para retirar el calor del absorbedor y condensador. La temperatura a que se obtiene esta agua, impone un límite en la temperatura de operación del absorbedor, la cual es determinante en los puntos restantes del ciclo. El promedio de las fuentes de agua en el país (ríos, lagos, pozos), anda alrededor de los 24°C (sí se utiliza una torre de enfriamiento este valor también es representativo).

2.1.11 TEMPERATURA DEL AIRE AMBIENTE

La temperatura del aire ambiental tiene importancia, pues determina en gran medida el comportamiento de la instalación solar y la carga de enfriamiento del espacio acondicionado. En la instalación solar la temperatura del aire determina la magnitud de las pérdidas de calor en el colector, y por consiguiente la eficiencia del mismo. Entre mayor es la diferencia entre la temperatura de operación del colector y la temperatura del aire, mayores son las pérdidas de calor por conducción, convección y radiación del colector, y la eficiencia es menor.

En ese sentido el clima de San Salvador ofrece ciertas ventajas, ya que las temperaturas del aire no son tan bajas durante el día. Esta temperatura del aire determina también la temperatura del cielo, y según la siguiente fórmula: $T_{\text{cielo}} = (0.0552) \times (T_{\text{aire}})^{1.5}$, no alcanzaría los valores críticos.

El efecto en la carga de enfriamiento del espacio acondicionado se puede ver, expresando la ganancia de calor por transmisión entre el exterior y el espacio acondicionado, en la fórmula siguiente: $Q_{\text{transmisión}} = U A \Delta T$

Donde: U = coeficiente total de transmisión de calor

A = área transversal (pared, techo, piso, ventana, etc.)

ΔT = diferencia de temperatura entre el espacio exterior e interior.

Entre mayor es la diferencia, mayor es el calor transmitido y por consiguiente la carga de enfriamiento.

En aplicaciones de aire acondicionado para el confort humano, se usa generalmente 24°C como temperatura interior. Comparando esta temperatura con la del aire ambiente, se puede observar que las diferencias no son muy grandes y el efecto sobre la carga de enfriamiento no es tan agudo.

2.2 COLECTORES SOLARES

Un colector solar es un dispositivo que sirve para captar la radiación (energía) solar y convertirla en un calor utilizable. Actualmente hay varios tipos de colectores en uso.

En general, los colectores solares pueden ser divididos en dos Clases:

a) Colectores de placa plana, los cuales operan sin concentración:

Este es el mayor grupo e incluye colectores para calefacción.

b) Colectores de concentración: estos son diseñados para producir densidades de energía y temperatura muy altas en el absorbedor por medio de mecanismos de enfoque preciso y continuo seguimiento del movimiento virtual del sol.

Debido a ciertas ventajas de costo y rendimiento, el colector de placa plana es el caballito de batalla de la industria de la energía solar. Se ha usado con éxito durante muchos años y en mayor número de sistemas que cualquier otro colector. Actualmente, mas de 175 empresas fabrican diversos tipos de colectores planos.

En cambio, los colectores concentradores han tenido uso limitado. Hasta hace poco, un número reducido de fabricantes hizo factible comercialmente la tecnología necesaria de estos últimos.

De modo general, estos colectores no tendrán la aplicación tan amplia que tienen los colectores de placa plana. Los colectores de placa plana ó plancha plana son menos costosos que los focales; no requieren orientación; recogen la radiación dirigida y la difusa y se usan en aplicaciones en que se necesitan temperaturas relativamente bajas, hasta los 150° C. Los colectores focales son de construcción más cara porque en su mayor parte han de disponerse de modo que sigan el curso (movimiento aparente) del sol.

Sólo recogen la radiación directa, pero con ellos pueden obtenerse temperaturas más altas que con los de plancha plana.

El funcionamiento de cualquier tipo de colector está determinado por:

a) La radiación incidente y los factores que la afectan, como los ciclos del tiempo y la orientación del colector, y b) las pérdidas de calor del colector a causa de la reflexión, la transmisión, la conducción y la rerradiación.

2.2.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN.

Antes de elegir el panel de absorción para el colector de energía solar, conviene verificar el diseño, planteando algunas preguntas clave; por ejemplo:

¿Resistirá el panel ciclos de temperatura entre -40°F y más de 400°F , sin que se aflojen las conexiones mecánicas ni se pierda resistencia a lo largo de las uniones soldadas?

¿ Tiene el recubrimiento buena adherencia mecánica y es lo suficiente flexible como para resistir las dilataciones y contracciones de la placa de absorción al experimentar esas diferencias térmicas?

Si en el panel hay metales diferentes en contacto, ¿ qué precauciones se han tomado contra la corrosión y cuántas fallas ha observado el fabricante debidas a esa causa?

¿ Se ha probado cuidadosamente el recubrimiento de absorción a fallas debidas al calor, humedad? Muchos recubrimientos no lo resisten.

¿ Está el panel montado en el colector de manera que no se tuerza ni se agriete durante el ciclo térmico? Un panel mal montado, al calentarse, se puede combar y fundir o destrozarse la cubierta de vidrio.

Hay muchos paneles absorbedores de buena calidad para elegir. Es conveniente conocer sus diferencias, así como las ventajas y desventajas relativas de cada uno.

La vida útil que se espera, la eficiencia térmica a lo largo de la vida útil y el costo inicial son factores importantes que se deben tener en cuenta para elegir entre los diferentes diseños disponibles.

2.2.1.1 EL COLECTOR PLANO

El colector plano esta diseñado para suministrar energía a temperaturas hasta de 65.55°C aproximadamente sobre la temperatura exterior (ambiental). Sus temperaturas máximas de operación en condiciones de flujo son del orden de 65.55° C a 115° C.

Capta la radiación directa, la difusa y la reflejada, no tiene que estar orientado directamente hacia el sol a todas horas y requiere un mantenimiento mínimo a lo largo de su vida útil. Correctamente diseñado y construido, el colector plano puede durar de 20 a 25 años o más, dependiendo del diseño. El costo de la energía suministrada por un colector plano depende de su rendimiento térmico, su costo instalado y su vida útil efectiva.

El rendimiento de los colectores solares planos se conoce bien y se puede predecir. Por lo general, el rendimiento o eficiencia del colector se mide como la razón entre la energía útil y la energía que incide sobre el colector (energía disponible). Expresado como una fórmula:

$$(\text{energía captada} / \text{energía disponible}) \times 100 = \% \text{ de eficiencia del colector}$$

Tres factores principales influyen en la eficiencia del colector plano:

1. La razón a la cual se extrae el calor del colector. Se representa con F_R .
2. Las pérdidas de calor en el colector. Se indica con U_L .
3. La cantidad de energía transmitida a través de la cubierta y absorbida por la placa. Se representa con $\tau \alpha$

Si se conocen estos tres factores es posible pronosticar con precisión el rendimiento del colector. Por lo general se establecen y se controlan al diseñar cuatro partes principales del colector:

1. Las cubiertas transparentes
2. La capa que cubre a la placa de absorción (superficie de absorción)
3. La placa de absorción
4. El aislamiento del colector

2.2.1.2 LAS CUBIERTAS TRANSPARENTES

La superficie debe absorber la energía que incide sobre una superficie transparente, reflejada desde la superficie o transmitida a través de la superficie. Expuesto de otro modo:

$$\text{Energía total} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Energía absorbida} \\ + \\ \text{Energía reflejada} \\ + \\ \text{Energía transmitida} \end{array} \right.$$

Que la energía sea absorbida, reflejada o transmitida dependerá de:

- La longitud de onda de la energía, o sea la longitud de cada pulso
- El ángulo de incidencia, o sea el ángulo con el cual cae sobre la superficie.

- El índice de refracción del material, medida relativa que indica que tanto se desviarán los rayos de energía al atravesar el material.
- El índice de absorción del material, medida relativa que indica cuánta energía absorberá la superficie.

Una buena cubierta de vidrio del colector debe transmitir la cantidad máxima de energía solar, transmitirla cualquiera que sea el ángulo de incidencia y no desviarla de manera que no pueda llegar a la placa de absorción; pero al mismo tiempo debe reflejar la cantidad máxima de energía calórica que pueda emitir la placa de absorción.

Como esta energía calórica tiene una longitud de onda diferente a la de radiación solar, esto se puede lograr con el mismo material, sin perturbar la transmisión de la energía solar.

Al mismo tiempo, un buen vidrio sobre el colector no debe presentar una superficie reflectora o que pueda absorber gran cantidad de energía. Para fines de captación, la energía reflejada por la cara exterior del vidrio se habrá perdido, y lo mismo se puede decir de la energía absorbida por el vidrio, lo cual ayudará un tanto a conservar las temperaturas dentro del colector.

El sol emite radiación de onda corta, con longitudes de onda de 0.2 a 0.3 micras. La energía calórica que emite la placa de absorción en el interior del colector es radiación de onda larga, con longitudes de onda mayores de 3.0 micras. Las mejores cubiertas de colector deberán tener las características siguientes:

- Elevada transmitancia de ondas cortas (baja reflectancia)
- Baja transmitancia de ondas largas (elevada reflectancia)
- Baja absorbencia a cualquier longitud de onda
- Excelente resistencia al clima y larga duración

En la tabla 2.4, se comparan diversos materiales empleados para la cubierta del colector.

El vidrio templado con bajo contenido de hierro combina bien la economía con el rendimiento. De los nueve materiales que figuran en la lista, seis resultan muy satisfactorios. Tres parecen tener inconvenientes que habrá que examinar con detenimiento.

Las películas de poliéster empleadas anteriormente parecían resistir mal el clima, pero descubrimientos recientes han demostrado su resistencia. El poliéster tiene elevada transmitancia al infrarrojo (baja reflectancia). Las láminas de policarbonatos parecen transmitir mal la energía solar.

Para hacer la elección final hay que tener en cuenta las propiedades físicas y mecánicas, lo mismo que el costo. La resistencia a la tensión, a la rotura, a la flexión y al impacto debe ser adecuada. El costo por pie cuadrado influye significativamente en el costo inicial instalado.

Tipo de cubierta	Porcentaje de Transmitancia de Energía solar (onda corta)	Porcentaje de Transmitancia Infrarroja (onda larga)	Indice de refracción	Durabilidad Y resistencia al clima
Vidrio blanco	91.5	2	1.50	Excelente
Vidrio templado con bajo contenido de hierro	87.5	2	1.51	Excelente
Láminas de vidrio con bajo contenido de hierro	87.5	2	1.51	Excelente
Vidrio flotado y templado	84.3	2	1.52	Excelente
Fibra de vidrio	77 a 87	0.1 a 0.3	1.54	Aceptable
Láminas acrílicas	80 a 90	2	1.49	Regular
Láminas de policarbonatos	73 a 84	2	1.59	Deficiente
Película de poliester	80 a 87	20 a 21	1.64 a 1.67	Aceptable

Tabla 2.4 Comparación de diversos materiales que se usan para la cubierta del Colector.

2.2.1.3 ABSORBEDORES

La Placa de absorción del colector es la parte que recoge la energía transmitida a través de la cubierta de vidrio. Debe ser capaz de recoger y retener esa energía y estar construida en forma tal, que el medio de transferencia al calor pueda tomarla en modo eficiente. Obviamente, la capa que cubre la placa de absorción y la configuración del flujo en la placa son sumamente importante para la efectividad del colector.

2.2.1.4 CAPAS DE ABSORCIÓN.

La superficie de la placa de absorción se cubre con una capa para mejorar su capacidad de captación y retención de la energía. Se emplean dos tipos generales de recubrimientos: superficies selectivas y superficies no selectivas. Las superficies selectivas absorben la mayor parte de la luz solar que incide sobre ellas y emiten muy poca radiación térmica. También las no selectivas absorben la mayor parte de la luz solar, pero emiten una gran cantidad de radiación térmica.

Las superficies selectivas se definen normalmente en términos de energía por longitudes de onda. La superficie absorberá una gran cantidad de energía solar de onda corta y emitirá muy poca energía calórica (infrarroja) de onda larga. No existen las superficies ideales. Las realmente selectivas no tienen una longitud de onda crítica bien definida, ni tienen propiedades uniformes en las bandas de onda larga onda - corta. De manera que los valores de emisión responden más bien por lo general a las temperaturas de la placa de absorción que a las longitudes de onda de energía.

Si se aplican recubrimientos con elevada absorbencia para la energía solar elevada transmitancia de radiación infrarroja a placas de absorción cuya emisión sea baja, el resultado será una captación eficiente con poca re-radiación. La baja emisión de ondas largas se obtiene normalmente renunciando a alguna absorción de energía solar. Se busca un equilibrio eficiente entre las dos propiedades. También se deben considerar cuidadosamente el costo y la vida útil de los recubrimientos.

Muchos colectores se diseñan con superficies no selectivas, por ejemplo con una capa de pintura negra; son bastante eficientes. La superficie selectiva no es requisito esencial para fabricar un buen colector, pero mejora la eficiencia con respecto a la de las superficies no selectivas.

La placa de absorción se baña primero con un metal; níquel, por ejemplo. Esto protege contra la corrosión y disminuye la emisividad. El níquel se recubre luego por galvanoplastia con negro de cromo. Esto produce una capa de absorción de alto índice para las longitudes de onda de la radiación solar, pero que es transparente al infrarrojo. Este recubrimiento, depositado con un espesor correcto, dará de 95 a 96 por ciento de absorción y de 9 a 12 por ciento de emisión. Su temperatura de descomposición excede los 426.66°C y parece que la humedad no le afecta.

En cambio, la superficie no selectiva cubierta con pintura negra tendrá una absorción del orden del 97 por ciento; pero su emisividad será también del 97 por ciento. Se están produciendo pinturas selectivas, una de las cuales, según se informa, ofrece 90 por ciento de absorción y sólo 30 por ciento de emisividad.

No hay que preocuparse demasiado por los valores y relaciones de emisividad/absorción. La curva de rendimiento térmico del colector indicará su eficiencia térmica general, incluyendo la capa de recubrimiento. En cambio, habrá que preocuparse bastante por duración de esta última, de acuerdo con el diseño del colector que se elija.

2.2.1.5 PLACAS DE ABSORCIÓN

La placa de absorción puede ser de cualquier material plástico, de caucho o metal capaz de absorber la radiación solar. Debe tener conductos para que circule el líquido o el aire que extraerá el calor captado. Se ha encontrado que las placas de metal son las más prácticas para calentar los edificios y el agua por medio de la energía solar. Se usan casi universalmente en los colectores planos cuando se trata de temperaturas medias.

En los colectores de buena calidad se emplea cobre, aluminio, acero al carbón, acero inoxidable o una combinación de ellos. Cada uno de estos metales tiene ventajas y desventajas.

La placa de absorción desempeña diversas funciones dentro del colector.

- Capta y remite la radiación solar.
- Transmite a un líquido o al aire el calor generado por la radiación solar.
- Cuenta con pasajes o conductos a través de los cuales circula el líquido o el aire por el colector, para recoger el calor.

2.2.1.6 CONFIGURACIONES DE LA PLACA

En el caso de los colectores planos del tipo de líquido, la placa de absorción puede tener varias configuraciones confiables. Entre ellos figuran los siguientes:

- Tubo en cinta
- Tubo en panel
- Tubo sobre cinta
- Tubo sobre panel
- Panel tipo oblea
- Aleta en el tubo
- Tubos con aletas

2.2.1.7 El aislamiento

Para máxima eficiencia del colector, debe estar aislado por detrás y por los lados. Las pérdidas que se producen por detrás son función de la conductividad térmica y el espesor del aislamiento. La temperatura ambiental es normalmente más baja en la parte posterior que en el frente del colector, puesto que el respaldo no recibe la radiación solar.

En un colector diseñado, en el cual el aislamiento de los lados tiene un valor R equivalente al respaldo, las pérdidas son pequeñas. Se pueden calcular aproximadamente suponiendo que el calor escapa por el área del perímetro. Entre los requisitos de diseño relativos al aislamiento de un buen colector plano, deben figurar los siguientes:

1. No debe haber deterioro, gasificación ni vaporización a temperaturas de 204.4°C .
2. No deben haber deterioro debido a la repetición de los ciclos térmicos entre 1.11°C y 121.11°C .

3. Conductancia térmica inferior a $3.165 \text{ J / s } ^\circ\text{C}$ ($R = 10$ o mejor).
4. Debe ser hidrofóbico (que no le gusta el agua), de manera que no absorba ni retenga el agua.

Existen cuatro tipos básicos de aisladores que se pueden considerar:

- Fibra mineral
- Fibra cerámica
- Espuma de vidrio o termoplástica
- Fibra de vidrio

Los aisladores de fibra mineral o de cerámica, con excepción de la lana mineral, son materiales diseñados generalmente para soportar temperaturas más elevadas que las que suelen encontrarse en los colectores planos. Normalmente no se emplean debido a su costo, La lana mineral es un relleno suelto que pierde las propiedades aisladoras cuando sufre los efectos del ciclo de humedad. Por lo general no se le considera aceptable.

La espuma de uretano y el poliestireno dilatado no tiene buena estabilidad a diferentes temperaturas, tienden a producir gasificación y sus características de inflamabilidad son menos que satisfactorias.

Su empleo se debe limitar en los colectores en los cuales quedan completamente encerrados en su propio recipiente, separados de la cubierta y de la placa de absorción. La espuma de vidrio tiene buenas características y por lo general se le considera buen aislante.

La fibra de vidrio, de la calidad que suele emplearse en las construcciones, no es satisfactoria. Esta elaborada con grandes cantidades de aglutinantes fenólicos cuyo límite superior de temperatura es inferior a las temperaturas de estancamiento que se pueden encontrar en los colectores. Las planchas de fibra de vidrio para altas temperaturas están fabricadas con poco o ningún aglutinante y constituyen un aislador muy satisfactorio. Se fabrican con diferentes densidades, de manera que se debe verificar el factor R del espesor que se va a usar.

2.2.1.8 LA CAJA DEL COLECTOR

La caja de un colector bien diseñada desempeña tres funciones:

1. Constituye un recipiente hermético para la placa de absorción y los aisladores.
2. Permite fijar con firmeza el módulo del colector a la estructura (el edificio).
3. Es un mecanismo de apoyo, hermético y seguro, para la cubierta.

Al igual que las placas de absorción, las cajas del colector son de muchos tipos. Se pueden construir de metal, de madera, de plástico, de concreto y de otros materiales.

Los tipos más comunes están fabricados de:

- Aluminio
- Madera
- Lámina galvanizada
- Fibra de vidrio laminada
- Termoplásticos para alta temperatura

- Concreto en forma de panal, de peso ligero

Los seis materiales resultan satisfactorios si se usan como se debe.

Los puntos de la caja que normalmente causan problemas son los ajustes y ensambles de las piezas. Es necesario asegurar sobre todo el respaldo y la cubierta a los lados. Debe recordarse, particularmente tratándose de metales, que durante el ciclo térmico se producen dilataciones y contracciones. Se debe tener esto en consideración al diseñar y ensamblar.

2.2.1.9 JUNTAS Y SELLADORES

La parte del colector que causa más molestias es la unión entre la cubierta y la caja. Por lo general, la caja tiene un índice de dilatación diferente de la cubierta. Si fallan los selladores, la humedad penetrará al colector, el vidrio se empañará y el aislamiento se despegará. Estos problemas pueden reducir notablemente el rendimiento térmico del colector.

Hay muchas maneras de sellar satisfactoriamente la cubierta, aunque ningún método satisface todos los requisitos en todos los casos.

Sin embargo, se deben recordar ciertos principios al diseñar o examinar las juntas y los selladores del colector, los cuales deben tener las características siguientes:

- a) Resistir la luz ultravioleta durante muchos años.
- b) Resistir los efectos de la intemperie durante muchos años.
- c) No endurecerse ni volverse quebradizos.
- d) Adherirse perfectamente a todas las superficies.
- e) Soportar ciclos de temperatura entre 1.11°C y 204.4°C .
- f) Alargarse y contraerse en forma suficiente para soportar las dilataciones y contracciones sin ser destruidos.

Para sellar cubiertas sencillas o dobles, se emplean juntas en U para absorber las dilataciones y las contracciones y se aplica un sellador primario de intemperie para impedir que penetre la humedad; y se utiliza una sola junta en E, para doble cubierta. Otro método común consiste en construir unidades de doble cubierta en igual forma que las ventanas de "thermopane". Los vidrios se sellan juntos y luego se montan en una junta en U, también con este sistema se recomienda aplicar un sellador primario para intemperie.

La elección de juntas y selladores es primordial. Muchos elastómeros no soportan los efectos de la intemperie ni las temperaturas propias de la aplicación de que se trate. En el caso de las juntas se ha encontrado que los cauchos de silicón son adecuados. Ya que estos tienen un límite de temperatura por arriba de los 232.22°C .

En cuanto a los selladores, la industria ha aceptado casi exclusivamente los silicones. Cuando se emplean selladores de silicón hay que tomar la siguiente consideración:

- a) Se debe evitar la adherencia por tres lados; es mejor que la relación entre la anchura y la profundidad del reborde sea de 2 a 1, y no se debe usar un reborde sellador de menos de 1/8 ni más de 1/2 pulgadas, ya que las bases son necesarias para asegurar la adherencia máxima entre el sellador de silicón y otras superficies.

Los selladores de silicón son bastante conocidos como materiales de alta calidad y se han estado utilizando ampliamente por más de 20 años, esto unido al hecho de que resisten temperaturas superiores a los 232.22 ° C, hacen que las juntas y selladores de caucho de silicón sea la elección lógica para diseñar colectores confiables y de larga duración.

2.2.1.10 COMPARACIONES DEL RENDIMIENTO.

CONSIDERACIONES BASICAS

El valor de dos o más colectores solares que compiten se pueden determinar considerando lo siguiente:

- El uso que se dará al colector.
- El costo de compra de cada uno.
- La vida útil estimada.
- Lo que costará mantenerlo en buen estado de funcionamiento.
- El rendimiento térmico.
- La situación geográfica del lugar donde se va a instalar.

El rendimiento térmico de un colector solar se puede indicar de dos maneras. Una consiste en probarlo bajo condiciones distintas, la tarea es larga y costosa.

La otra consiste en elegir una serie de condiciones estándar y extrapolar matemáticamente los resultados, de esta manera se puede pronosticar el rendimiento que dará el colector en condiciones diversas.

2.2.1.11 EFICIENCIA DEL COLECTOR PLANO

A medida que la temperatura del colector aumenta con respecto a la del aire circundante, las pérdidas de calor en el colector van siendo mayores y disminuye la energía utilizable. El resultado es una menor eficiencia del colector a temperaturas más altas.

La proporción en que disminuye la eficiencia del colector es una medida importante de su comportamiento. Para determinar la tasa de pérdida, se debe medir la eficiencia del colector a diferentes temperaturas.

En la figura 2.4 se puede ver como decae la eficiencia a medida que la temperatura de la placa aumenta con respecto a la del ambiente.

El colector utilizado en este ejemplo tenía una insolación (I), o sea la energía total recibida en su superficie, de $47.31 \text{ j / (s) m}^2$. Si varía la energía solar incidente, varía también la tasa de disminución de la eficiencia. Las curvas de la figura 2.5 ilustran lo anterior.

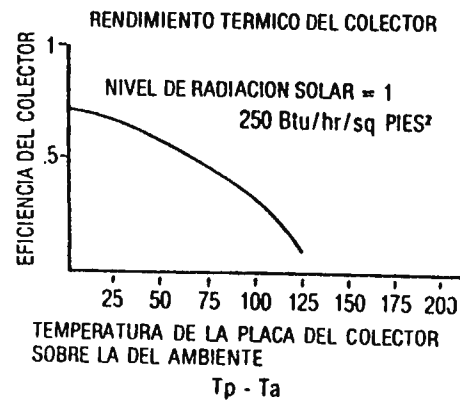


Figura 2.4. La eficiencia del colector disminuye conforme aumenta la temperatura de la placa respecto de la temperatura ambiental.

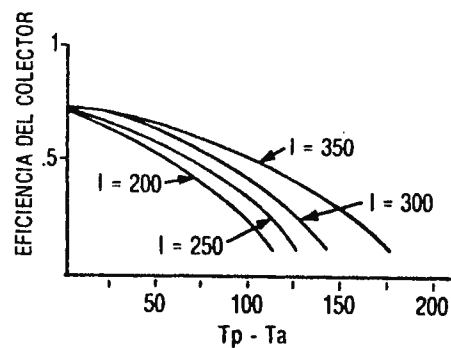


Figura 2.5. La razón de disminución de la eficiencia de colector varía junto con la energía solar incidente.

El método de comparación de la ASHRAE permite determinar una curva única que representa todas las condiciones de radiación solar. El eje de la temperatura del colector (eje horizontal) se modifica de la forma siguiente:

Temperatura (de entrada) – Temperatura (ambiente) / radiación solar incidente

Adviértase que se ha usado la temperatura de entrada del colector en vez de la temperatura media a través del colector. La temperatura de entrada se puede medir directamente, por lo cual es más exacta y fácil de obtener. La temperatura media se tiene que calcular observando la temperatura de entrada y de salida y obteniendo el promedio. La figura 2.6 muestra una gráfica típica de rendimiento térmico. La eficiencia del colector se determina a una temperatura dada, dividida por la luz incidente.

El trazo se ha convertido en una recta. Algunos colectores planos, y la mayoría de los concentradores, no siguen esta línea recta.

Siguen más bien una curva que indica una variación de las pérdidas de calor con la temperatura del receptor. Esta posibilidad se indica en la misma gráfica mediante una línea de trazos.

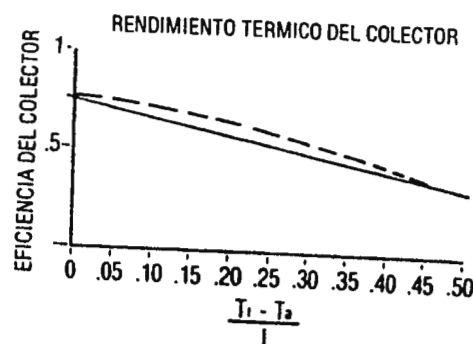


Figura 2.6. Una gráfica ASHRAE típica de rendimiento térmico

Obviamente cuando no exista diferencia de temperatura el colector estará funcionando a su rendimiento teórico máximo. Este rendimiento viene a ser el producto de los siguientes factores: (factor de remoción del calor)(factor de transmitancia y absorción efectivas) y se expresa así:

$$F_R \tau \alpha$$

Según aumenta la diferencia de temperatura, la eficiencia disminuye en una proporción que es el producto de: (factor de remoción del calor)(coeficiente de pérdida en la transferencia de calor) y se expresa así:

$$F_R U_L$$

Por tanto, los factores principales que gobiernan el rendimiento de un colector, es decir, $F_R U_L$ y $\tau\alpha$, quedan descritos mediante un método preciso de prueba.

Es posible comparar en forma confiable el rendimiento de los colectores que se consideran. El valor del producto " $F_R \tau\alpha$ " se hallará en la intersección de la curva de eficiencia con el eje vertical de la figura 3.6. Para el presente ejemplo:

$$F_R \tau\alpha = 0.75$$

El valor de " $F_R U_L$ " lo da la pendiente de la curva de eficiencia, que se puede calcular matemáticamente. La pendiente se calcula dividiendo uno de los catetos (el eje vertical) por el otro cateto (el eje horizontal). Para este ejemplo, se toma el punto en donde termina la curva:

$$F_R U_L = 0.425 / 0.50 = 0.85$$

La figura 2.7 muestra cuatro curvas representativas del rendimiento del colector. Las curvas se han enumerado de acuerdo con el colector puesto a prueba. Todos los colectores eran del tipo líquido, con las diferencias siguientes:

1. De una sola cubierta, con el absorbedor plano pintado de negro.
2. De una sola cubierta, con el absorbedor recubierto por una capa selectiva.
3. De doble cubierta, con absorbedor plano pintado de negro.
4. De doble cubierta, con absorbedor recubierto por una capa selectiva.

Aquí se pueden hacer algunas observaciones interesantes. Comparando 2 con 4, de una y dos cubiertas respectivamente y con colectores de superficie selectiva, el de una sola cubierta da mejor rendimiento que el de doble cubierta hasta aproximadamente 0.525 sobre el eje de temperatura – radiación (eje horizontal). A niveles de radiación de $37854 \text{ KJ} / (\text{s}) \text{ m}^2$ y con 10°C de temperatura ambiental:

$$T_1 = 68.33^\circ\text{C}$$

De manera que con temperaturas de entre 68.33°C y con estas condiciones de radiación y temperatura ambiental, los rendimientos son iguales. Por debajo de esa temperatura, el colector de una sola cubierta da mejor rendimiento; por encima de esa temperatura, el de doble cubierta rinde más. Tomando este punto de cruce se pueden comparar los colectores en condiciones de temperatura ambientales y niveles de radiación variable.

Cuando los valores de radiación son bajos y se requiere calor en el invierno, el colector de doble cubierta es el mejor, suponiendo que el agua de almacenamiento esté a 71.11°C . En cambio, cuando los valores de radiación son altos, el colector de una sola cubierta se comporta muy adecuadamente.

La figura 2.8 muestra curvas representativas para tres colectores planos del tipo aire. Los comparados tenían las características siguientes:

1. Una sola cubierta, con el absorbedor pintado de negro.
2. Doble cubierta, con el absorbedor pintado de negro.
3. Triple cubierta, con el absorbedor pintado de negro.

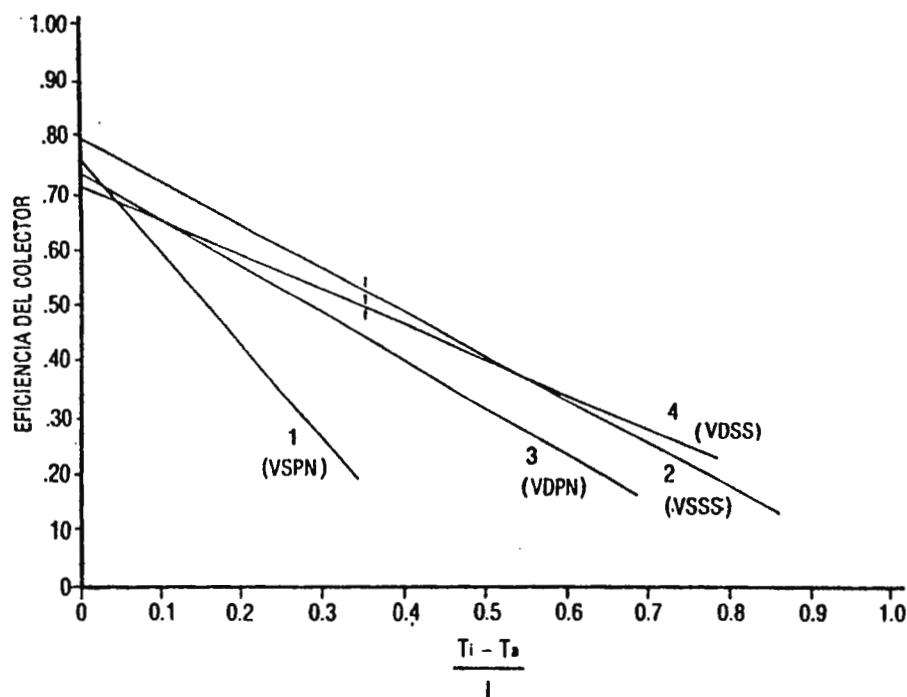


Figura 2.7. Cuatro curvas representativas ASHRAE del rendimiento de colectores
Planos del tipo líquido.

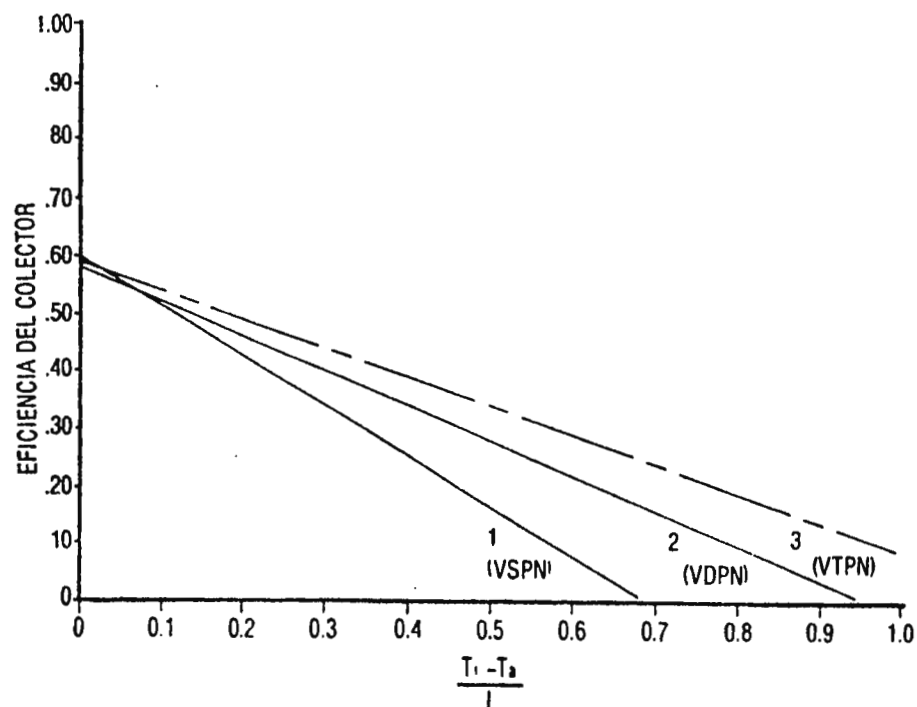


Figura 2.8 Curvas ASHRAE representativas de tres colectores del tipo de aire

2.2.1.12 UBICACIÓN DE LOS COLECTORES PLANOS

El sol envía energía desde una distancia de 150,000,000 de Kilómetros. Esa energía llega a la tierra en ángulos diferentes, dependiendo de la situación geográfica, hora del día y época del año. Por esa razón la ubicación del colector es uno de los detalles más importantes del diseño del sistema de energía solar. En realidad un colector eficiente y de las dimensiones adecuadas es una necesidad. Es así, independientemente de la ubicación.

Cualquiera que sea el tipo y tamaño de colector, este debe situarse ya sea en o cerca del edificio, en la forma más atractiva, económica y efectiva. Se deben orientar en la dirección correcta, de manera que reciban la luz del sol durante la mayor parte del día, y deben estar inclinados al ángulo apropiado para que capten el máximo de energía durante los meses en que más se necesita.

Su área geográfica, sus gustos arquitectónicos y las restricciones del paisaje, entran en su decisión en cuanto a la ubicación de los colectores.

Se puede considerar que:

- Los colectores se pueden integrar a muchos estilos de edificios y proyectos de paisajes.
- La energía solar llega a los colectores de tres maneras y la posición del colector es importante para captar esa energía.
- La orientación del colector depende del área geográfica y del diseño del edificio.

- El ángulo de inclinación del colector depende del área geográfica y de las necesidades de energía.

Por regla general, los colectores se deben montar en el mismo edificio o a una distancia razonable. Es necesario hacerlo así, buscando la economía en la construcción y la eficiencia térmica. Los costos aumentarán con las pérdidas de calor si la energía solar se tiene que entubar a través de cierta distancia antes de utilizarla. Este inconveniente se puede minimizar mediante el diseño apropiado. Para que el sistema de energía sea funcional, se debe entender cómo llega a la tierra esa energía.

Se debe entender cómo varía según la hora y también que los colectores solares deben atrapar la energía del sol a través de una "ventana" imaginaria situada en el cielo sobre su edificio.

La tabla 2.5 ofrece un ejemplo típico de la radiación solar que puede llegar al colector en un día despejado. La mayor parte de esta energía se compone de radiación directa. En días brumosos o nublados, la mayor parte de energía podrá provenir de la radiación difusa, y, cuando el sol está muy bajo, como ocurre en invierno o por la mañana y por las tardes, gran parte de la energía provendrá de la radiación reflejada.

TIPO DE RADIACION	CANTIDAD DE ENERGIA
DIRECTA	23.22 metros CUADRADOS
DIFUSA	4.64 metros CUADRADOS
REFLEJADA	5.57 metros CUADRADOS
TOTAL	33.43 metros CUADRADOS

Tabla 2.5. Un ejemplo típico de la radiación solar en un día despejado.

La mayoría de los sistemas de energía solar depende de la radiación directa. Puesto que ésta se compone de una serie de rayos paralelos que vienen directamente del sol, el ángulo del colector es sumamente importante. Cuando su posición es perpendicular a los rayos se puede recoger la cantidad máxima de radiación directa. Como se muestra en la figura 2.9, se perderá alguna energía si el colector no está inclinado.

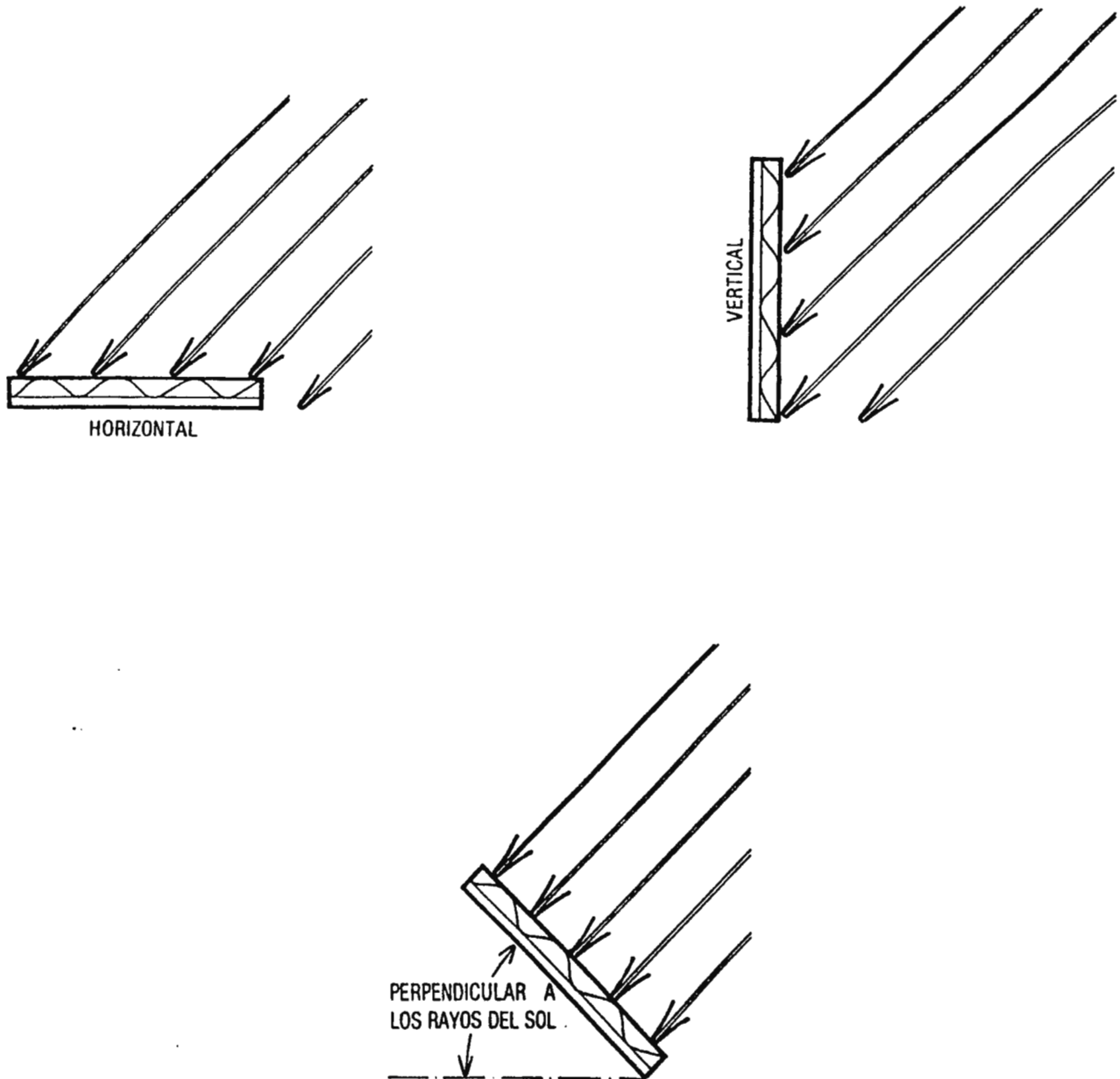


Figura 2.9. La inclinación del colector es muy importante para captar la energía.

2.2.1.13 La Ventana Solar.

Imagínese que el cielo es una bóveda como se muestra en la figura 2.10. El centro de la bóveda vendría a ser el colector situado sobre una casa. El curso del sol se puede trazar sobre la bóveda para determinar una “ventana solar”, la cual limitaría el área a través de la cual puede llegar a los colectores la cantidad máxima de energía solar durante los días del año.

La línea superior de la ventana quedaría trazada por el curso que sigue el sol al principiar el verano (21 de Junio). Es cuando el sol recorre su curso más alto a través del cielo. La línea inferior de la ventana quedaría determinada por el curso del sol al principiar el invierno (21 de Diciembre), cuando el astro recorre su curso más bajo.

Los lados de la ventana quedarían determinados por la posición que ocupa el sol tres horas antes y tres horas después del medio día solar. Esas posiciones se podrían señalar a las 9 AM y a las 3PM, dependiendo de la zona de tiempo o uso horario.

Casi toda la energía solar que puede utilizar el colector debe penetrar a través de esta ventana, la cual indicará qué objetos, por ejemplo, los árboles u otros edificios, podrían interferir en la captación de energía. Esos objetos proyectarán sombra sobre el colector durante ciertas horas y en determinadas fechas. Estando el sol muy bajo en cielo que es cuando se necesita más energía solar, la sombra es una consideración sumamente importante para ubicar los colectores solares.

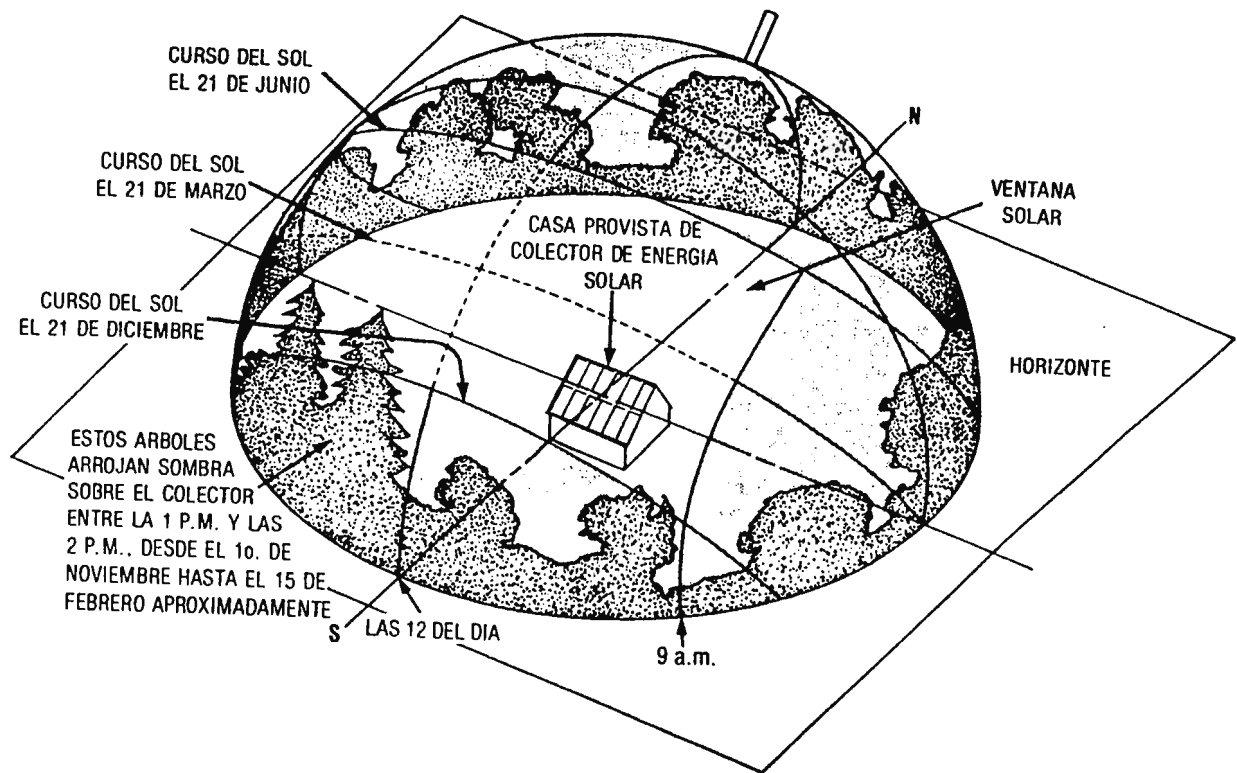


Figura 2.10. Bóveda imaginaria sobre una casa provista de colector solar. La bóveda puede servir para trazar una ventana solar.

La ventana solar varía considerablemente con el área geográfica. Sus límites superior e inferior dependen de la latitud del lugar, mientras que los lados dependen de la longitud o huso solar. La figura 2.11 muestra una vista lateral de la ventana solar para una latitud de 40° norte. El diagrama indica que la energía solar puede llegar al colector en todas las épocas el año.

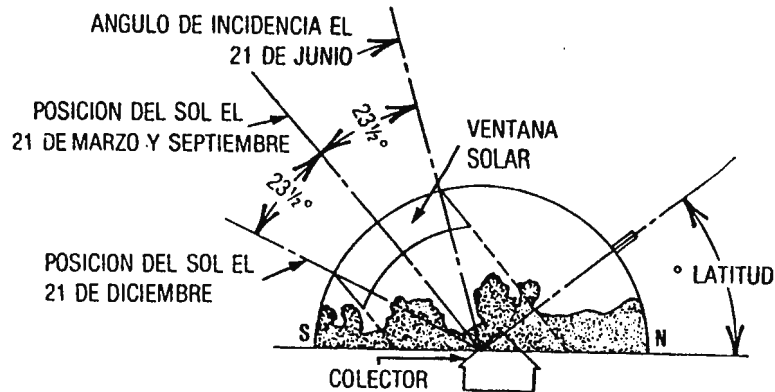


Figura 2.11. Vista lateral de la bóveda imaginaria. La ventana solar corresponde a una latitud de 40 grados norte.

2.2.1.14 DETERMINACION DE LA SOMBRA SOLAR

El sextante es un instrumento muy útil para determinar la sombra solar. Se puede utilizar para medir el ángulo con el cual caerán los rayos solares en el lugar propuesto para instalar el colector.

Este instrumento ayudará a identificar los objetos que pudieran arrojar sombra sobre el colector a diferentes horas del día y en diferentes fechas. Marcando la altura y la posición de la sombra sobre la ventana solar, se puede proceder a tomar la decisión en cuanto a la posición del colector.

2.2.1.15 ORIENTACION DEL COLECTOR

Estudiando la ventana solar, se puede ver que los colectores se deben orientar de manera que apunten hacia el sur. Se habla del sur geográfico, no del magnético. Las líneas magnéticas no tienen su origen en el norte, sino en un punto cercano a la Bahía de Hudson; de manera que la lectura de una brújula no indica el sur geográfico. Las lecturas varían de acuerdo con la situación geográfica.

Aunque la orientación hacia el sur verdadero es la que se prefiere generalmente para los colectores, se puede aceptar alguna variación. Tal vez sea necesario modificar la dirección del colector debido a las sombras, el clima local (nublados por la mañana y por la tarde) o a otras causas.

Existen ciertos criterios para la inclinación del colector, estos son el resultado de estudios y largos períodos de investigación, cuya aplicación se ha generalizado a cualquier localidad.

Criterio 1: El ángulo de inclinación para sistemas domésticos de calentamiento de agua, es aproximadamente igual a la longitud de la localidad (latitud para El Salvador $13^{\circ}43'$)

Criterio 2: La máxima radiación anual directa se obtiene con una inclinación de $0.9 \varnothing$, donde $\varnothing$ representa la latitud.

Criterio 3: Para una colección máxima anual, el colector se debe orientar hacia el ecuador con una inclinación para el invierno igual a $\varnothing + 10^\circ$ y para el verano igual a $\varnothing - 10^\circ$, donde $\varnothing$ es la latitud.

Desde luego en ciertos casos convendrá hacer cambios mayores; pero no es recomendable. La figura 2.12 indica los límites prácticos de orientación del colector.

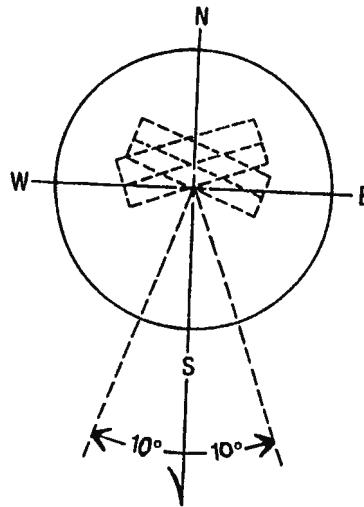


Figura 2.12. Límites prácticos de orientación del colector

2.2.1.16 INCLINACION DEL COLECTOR

El ángulo que forma el colector con la horizontal se le llama ángulo de inclinación del colector. También este es un factor importante del diseño. El ángulo tendrá que variar de acuerdo con el área geográfica y con las necesidades de energía.

Como se indica en la figura 2.13, el ángulo óptimo de inclinación, cuando se trata únicamente de calentar agua, es igual a la latitud del área geográfica.

Criterio 3: Para una colección máxima anual, el colector se debe orientar hacia el ecuador con una inclinación para el invierno igual a $\varnothing + 10^\circ$ y para el verano igual a $\varnothing - 10^\circ$, donde $\varnothing$ es la latitud.

Desde luego en ciertos casos convendrá hacer cambios mayores; pero no es recomendable. La figura 2.12 indica los límites prácticos de orientación del colector.

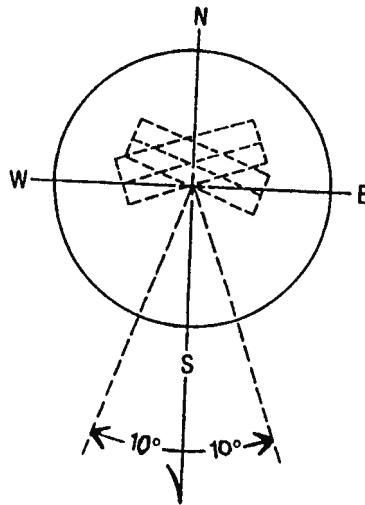


Figura 2.12. Límites prácticos de orientación del colector

2.2.1.16 INCLINACION DEL COLECTOR

El ángulo que forma el colector con la horizontal se le llama ángulo de inclinación del colector. También este es un factor importante del diseño. El ángulo tendrá que variar de acuerdo con el área geográfica y con las necesidades de energía.

Como se indica en la figura 2.13, el ángulo óptimo de inclinación, cuando se trata únicamente de calentar agua, es igual a la latitud del área geográfica.

En la figura 2.14 se indica el ángulo óptimo de inclinación del colector para calefacción, el cual es igual a la latitud más 15° . Por ejemplo, si la latitud es de 40° norte, los colectores deberán estar inclinados 55° hacia arriba. Esta mayor inclinación es necesaria para recoger la energía máxima del sol invernal, que sigue un curso más bajo a través del cielo.

Estos ángulos de inclinación se pueden tomar como guía general. El diseño de la construcción podrá o no requerir que se introduzcan modificaciones.

De ser así, las variaciones de 10° a uno u otro lado de la orientación óptima son aceptables. El cambio no reducirá significativamente la captación de energía y, en algunos casos, un ángulo diferente puede ser deseable por razones de arquitectura, de clima o de otra índole.

Por ejemplo, en los climas fríos, un ángulo más pronunciado que el óptimo puede ser conveniente debido a la presencia de mayor energía reflejada.

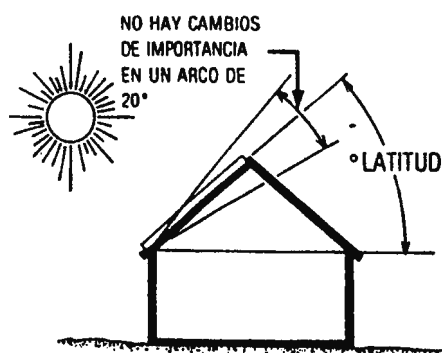


Figura 2.13. Ángulo óptimo de inclinación del colector para un sistema de calentador de agua.

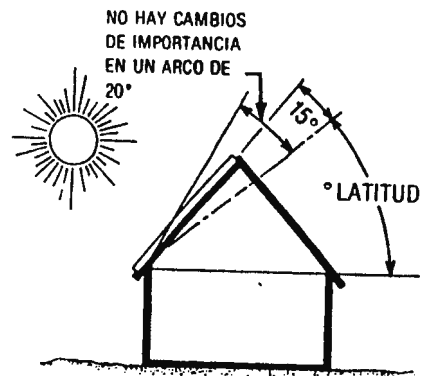


Figura 2.14. Ángulo óptimo de inclinación del colector para un sistema de calefacción.

2.2.1.17 FUNCIONAMIENTO DE UN COLECTOR SOLAR

El funcionamiento de un colector solar de placa plana se describe por un balance energético que puede escribirse como sigue:

$$HR\tau\alpha = q_o = q_u + q_L$$

En donde:

H = Velocidad de incidencia de energía solar sobre un plano horizontal.

R = Razón entre la radiación solar total (directa más difusa) sobre la superficie inclinada y la incidente sobre una superficie horizontal.

τ = Transmitancia del sistema de placas de vidrio para la radiación solar.

α = Capacidad de absorción del receptor ennegrecido para la radiación.

q_o = Velocidad de absorción de energía por el receptor, por unidad de superficie del colector.

q_U = Velocidad de transmisión de la energía absorbida al fluido de transferencia de calor, por unidad de superficie del colector, esto es energía recogida útil.

q_L = Velocidad de pérdida de calor por el colector, por unidad de superficie, incluidas las pérdidas ascendentes por las placas de vidrio a la atmósfera y las descendentes por el aislamiento dorsal.

La evaluación de la energía absorbida, q_o , se hace con las medidas de radiación horizontal, H , procedentes del observatorio meteorológico y por el producto de transmitancia y la capacidad de absorción, $\tau\alpha$. Esta dos magnitudes, τ y α , son funciones del ángulo de incidencia de la radiación sobre el colector y la evaluación del producto debe tener en cuenta ese factor, así como la suciedad, las reflexiones múltiples entre los paneles de vidrio, la sombra en la superficie del receptor por los bordes del colector y cantidades relativas de radiación directa y difusa.

La evaluación de las pérdidas de calor del colector, q_L , se hace en dos partes teniendo en cuenta por separado las pérdidas hacia la atmósfera y las que bajan a través del dorso del colector.

Las pérdidas ascendentes son la rerradiación desde el receptor ennegrecido al panel de vidrio más interior, de panel a panel y del panel más alto a la atmósfera (el vidrio es virtualmente opaco a la radiación de larga longitud de onda desde el receptor a 150°C, o por debajo de esta temperatura) más las pérdidas de calor por convección a través de los espacios de aire que se hallan en el colector y luego del panel superior a la atmósfera.

Las pérdidas descendentes son por conducción en el aislamiento situado a la espalda del receptor y se calcula fácilmente.

2.2.2 COLECTOR CONCENTRADOR.

Los mecanismos de colección solar que incrementan la intensidad de la radiación solar recibida, en la superficie incidente, sobre la superficie absorbadora del colector, son llamados concentradores. La concentración es realizada por el uso de elementos de reflexión o refracción, colocados para concentrar el flujo incidente sobre un absorbedor. Los mecanismos de concentración o de enfoque son mucho más antiguos que los colectores de placa plana. Los colectores de placa fueron introducidos en el siglo dieciocho. En los siglos dieciocho y diecinueve, muchos mecanismos de concentración fueron fabricados para máquinas de potencia calorífica y para producir vapor.

Varios términos son utilizados para describir los colectores de concentración. Entre ellos está la razón de concentración, denotada por C_R , la cual se define como el cociente que resulta de dividir el área neta de colección entre el área neta del receptor o absorbedor. El área de apertura es el área neta del colector que intercepta la radiación.

El área del absorbedor es el área total que recibe la radiación concentrada; ésta es el área de donde la energía útil es removida y de la cual alguna cantidad de calor radiante es perdida al medio ambiente.

2.3 JUSTIFICACIONES PARA LA UTILIZACIÓN DE COLECTORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN

Comúnmente se aducen tres razones para el uso de colectores solares de concentración:

- a) Se utilizan para incrementar la temperatura de la energía entregada, con el propósito de conseguir una mejora en el rendimiento termodinámico.
- b) Para mejorar la eficiencia térmica, por la reducción de pérdidas de calor al área relativa al absorbedor. Allí deberá también haber una reducción de los efectos transitorios, puesto que la masa térmica es mucho más pequeña que para un colector de placa plana.
- c) Para reducir costos, reemplazando el absorbedor por un área más barata, que puede ser de reflexión o refracción.

Puesto que el límite superior de temperatura de la energía entregada por los colectores de placa plana está por el orden de los 106.85°C , la eficiencia de Carnot de una máquina de calor accionada por un colector de esta naturaleza está limitada a poco más o menos 20%. A fin de realizar un significativo reembolso económico del capital invertido en una máquina de calor, es necesario alcanzar altas eficiencias utilizando fluidos a altas temperaturas. Por ejemplo, si un colector es capaz de entregar energía a 306.85°C en lugar de 106.85°C , la eficiencia de Carnot y la transformación de energía a trabajo puede ser el doble.

Los colectores de concentración son más eficientes para una temperatura dada que un colector de placa plana, puesto que el área por la cual se pierde calor es más pequeña que el área de apertura. En un colector de placa plana, ambas áreas son de igual tamaño.

Un balance de energía aclara este principio. La energía útil entregada por un colector, “ q_u ”, está dada por la expresión:

$$q_u = N_o I_c A_a - U_c (T_c - T_a) A_r \quad (2-1)$$

en donde:

N_o = eficiencia óptica

A_a = área de apertura

A_r = área del absorbedor

I_c = irradiación solar en la superficie del colector

T_c = temperatura de la placa del colector

T_a = temperatura ambiente del aire

U_c = coeficiente global de transferencia de calor.

La eficiencia instantánea del colector está dada por:

$$N_c = [N_o I_c A_a - U_c (T_c - T_a) A_r] / I_c A_a \quad (2-2)$$

$$N_c = N_o - \frac{U_c (T_c - T_a)}{I_c} \frac{1}{C_R} \quad (2-3)$$

Recordemos que la razón de concentración está definida como

$$C_R = A_a / A_r \quad (2-4)$$

Para un colector de placa plana $C_R \cong 1$; y para un colector de concentración, $C_R > 1$.

Como resultado, el término de pérdidas (segundo término de la ecuación (2-3)) es más pequeño para un colector de concentración que para un colector de placa plana; por lo tanto, su eficiencia es mayor.

Una desventaja de los colectores solares de concentración es que pueden coleccionar sólo una pequeña fracción de la energía difusa incidente en el área de apertura. Esta propiedad es un criterio importante en la determinación de las limitaciones geográficas para un uso adecuado de los colectores solares de concentración.

2.4 CLASIFICACIÓN DE COLECTORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN

Los colectores solares de concentración pueden ser clasificados de acuerdo con:

- a) El rango de temperaturas de operación, específicamente la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del tubo absorbedor.
- b) La capacidad del colector para mantener el sol dentro de un ángulo de aceptación adecuado.
- c) El tipo de seguimiento: de eje doble o simple.

La figura 2.15 representa una gráfica de comportamiento cualitativo del rango de temperatura de operación de varios tipos de colectores de concentración.

Los concentradores de curvatura simple tienen, por lo general, una razón de concentración hasta de 50 y las unidades de doble curvatura, desde 30 hasta varios cientos. Los sistemas de curvatura simple pueden alcanzar temperaturas de salida de hasta 300°C.

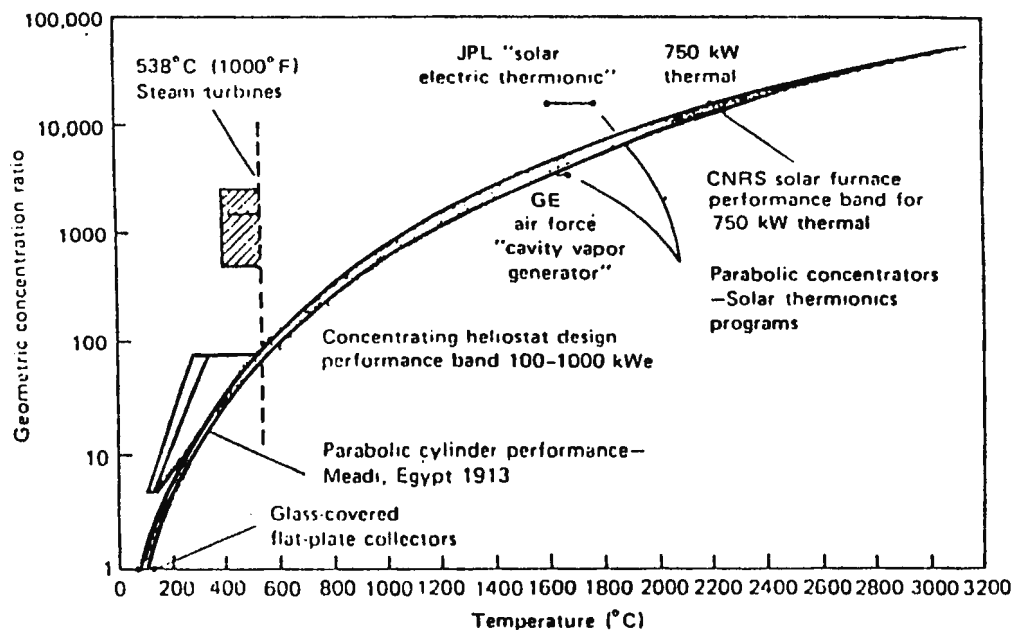


FIGURA 2.15. Rangos de temperatura de los colectores solares de concentración, comparados con los colectores de placa plana y turbinas de vapor.

Las condiciones de seguimiento dependen de la mitad del ángulo de captación, $\theta_{\max}$. El mayor valor de $\theta_{\max}$, requiere un mecanismo de seguimiento seguro; se pueden identificar dos niveles de seguimiento:

- Cambio intermitente de inclinación
- Completamente fijos.
- Superficies reflectoras, refractoras o absorbedor de seguimiento continuo.

Si se orientan de Este a Oeste, requieren $30^\circ/\text{día}$ de movimiento aproximadamente; si se orientan de Norte a Sur, requieren $15^\circ/\text{hora}$ de movimiento. Ambos casos deben acomodarse a $23^\circ/\text{año}$, que representan el ancho angular de variación de la declinación solar anual.

Los concentradores de curvatura simple pueden ser de uno u otro tipo de seguimiento, pero los de doble curvatura, por lo general, son de seguimiento continuo, y poseen una razón de concentración (R_R) alta.

2.4.1 CONCENTRADORES.

i) Generalidades

Los colectores de concentración menos complejos son aquellos que no requieren seguimiento continuo del sol. Estos son necesariamente de un ángulo grande de captación, mediana razón de concentración y, por lo general, su diseño es de curvatura simple.

Puesto que la menor desviación angular diurna del sol está en el plano Norte-Sur, los concentradores fijos o de giro intermitente deben ser orientados con el eje de rotación perpendicular a este plano; esto es, en dirección Este-Oeste, a fin de lograr ángulos de captación mayores.

La tabla 2.6 muestra el movimiento necesario para asegurar 7 horas de colección aceptable de energía para una razón de concentración hasta de 10, de los colectores solares de curvatura simple, dependiendo de los diferentes valores de uso práctico para la mitad del ángulo de captación. Para una razón de concentración superior a 10.5, es necesario que durante las 7 horas de colección se efectúe un número mínimo de reajustes.

Mitad del ángulo de captación= $\theta_{\max}$ (concentración Ideal para espejos perfectos)	tiempo promedio de colecciones anuales (h/día)	Número de ajustes por año	Períodos cortos sin ajustes (días)	tiempo de colección promedio si la inclinación se ajusta cada día, (h/día)
19.5° (3.0)	9.22	2	180	10.72
14° (4.13)	8.76	4	35	10.04
11° (5.24)	8.60	6	35	9.52
9° (6.39)	8.38	10	24	9.08
8° (7.19)	8.22	14	16	8.82
7° (8.21)	8.04	20	13	8.54
6.5° (8.83)	7.96	26	9	8.36
6° (9.57)	7.78	80	1	8.18
5.5° (10.43)	7.60	84	1	8.00

a. concentrador alineado de este a oeste; ^b para $\theta_{\max} = 5.5^\circ$, tiempo de colección es 6.78 h/día, mínimo

TABLA 2.6. Frecuencia de ajuste de inclinación requeridos para asegurar siete horas de colección para concentradores de curvatura simple.

2.4.2 CONCENTRADORES DE SEGUIMIENTO CONTINUO; SISTEMA DE “CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO” (CPC)

Un colector del sistema CPC puede construirse en la práctica con altos límites de valor de la razón de concentración de la manera que lo establecen las leyes físicas. Estos sistemas de colección pueden ser simples o de curvatura compuesta y se caracterizan por la alta concentración alcanzada para un ángulo de captación dado.

Los colectores CPC de curvatura compuesta requieren casi siempre de seguimiento continuo, mientras que los de curvatura simple requieren sólo de movimientos periódicos. La figura 2.16 representa un corte seccional esquemático del concepto original del sistema CPC, constituido principalmente por dos segmentos parabólicos distintos, el foco de los cuales está localizado en el punto opuesto de la superficie absorbadora. El medio ángulo de captación, $\theta_{\max}$ está comprendido entre el eje del CPC y el eje de uno de los segmentos parabólicos. La línea tangente a la superficie reflectora en la sección de apertura es paralela al eje óptico del sistema. El diseño CPC básico mostrado en la figura 2.16 puede ser mejorado en varios aspectos.

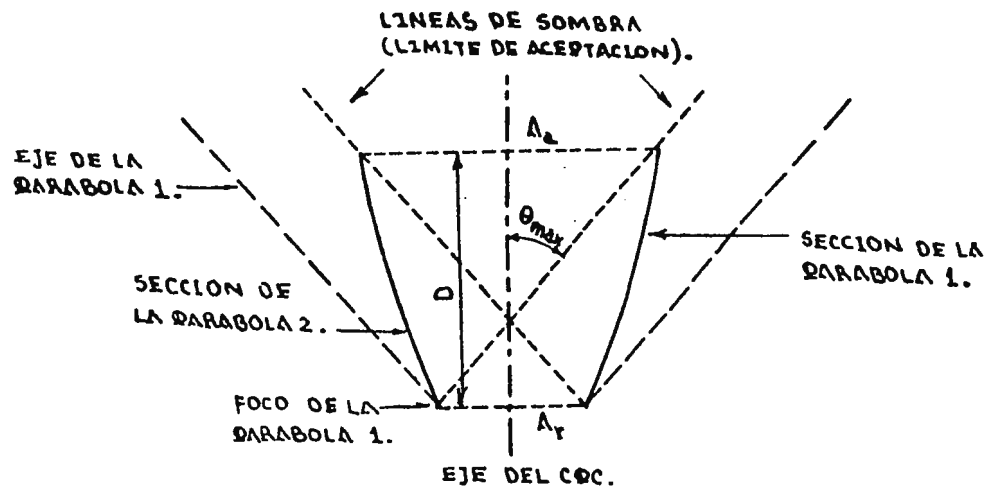


Figura 2.16. Corte seccional esquemático del concepto del CPC.

Puesto que la superficie externa del absorbedor está expuesta al ambiente, se convierte en una fuente de pérdidas de calor del colector en su totalidad. En las figuras 2.17 se muestran dos maneras de eliminar las pérdidas parásitas de calor de la superficie externa del absorbedor. El absorbedor de la figura 2.17b es iluminado por ambos lados, aumentando el área de captura de la radiación reflejada en el absorbedor. Como consecuencia, se reducen considerablemente las pérdidas parásitas.

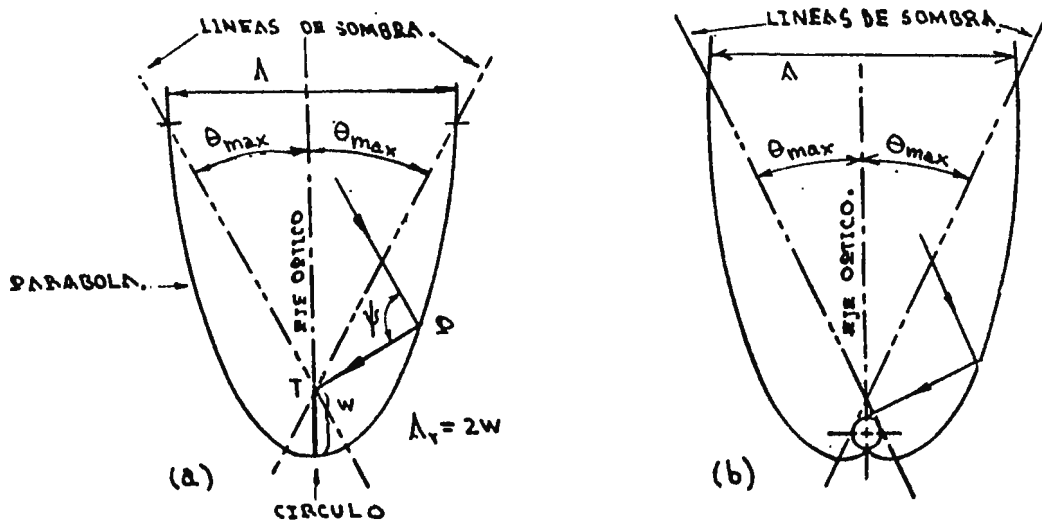


FIGURA 2.17. Diseño mejorado del concepto básico del CPC.

La figura 2.17b muestra la sección de un tubo circular que actúa como absorbedor. Este dispositivo no posee pérdidas parásitas y es estructuralmente aconsejable para absorbedores que confinen fluidos de trabajo a alta presión, como los sistemas sellados con refrigerantes o aceites, como fluidos de trabajo.

Según se muestra, la radiación incidente en la zona de aceptación, $2\theta_{\max}$ puede ser concentrada sobre un área de receptor convexo A_r o $A_a \sin \theta_{\max}$, que sea perfectamente óptico.

La zona reflectora superior se encuentra contenida entre las líneas de sombra extendidas y sobre el punto de tangencia al absorbedor.

La porción reflectora superior se especifica simplemente bajo el requerimiento de que la normal al reflector bisecte un ángulo ψ (véase figura 2.17a). Este ángulo está formado por la línea tangente al absorbedor PT y un rayo incidente a través de P a $\theta_{\max}$ en la apertura.

Esta prescripción es suficiente para construir cualquier familia CPC de concentradores para cualquier tamaño de absorbedor. Otra condición de utilidad para colectores CPC se refiere al ángulo de transformación, el cual acepta la radiación sobre $2\theta_{\max}$ y restringe el ángulo de incidencia del absorbedor a $2\theta_2$. La concentración del ángulo de transformación es $\sin \theta_2 / \sin \theta_{\max}$; el CPC básico de la figura 4.16 es un caso especial con un ángulo de transformación $\theta_2 = 90^\circ$.

Las restricciones de ángulo de incidencia de absorbedores planos, son útiles en caso de células fotovoltaicas y otras aplicaciones, en donde las pérdidas por reflexión en el absorbedor son demasiado altas para ángulos de incidencia muy grandes.

Con el fin de lograr razones de concentración superiores a 20 para períodos anuales de colección solar de 6 horas diarias, se utilizan colectores solares que siguen continuamente al sol. Dos tipos de colectores de seguimiento continuo pueden ser identificados:

- a) **De curvatura simple (cilíndricos)**, concentradores caracterizados por un plano de simetría; frecuentemente llamado canal concentrador.
- b) **Concentrador de curvatura compuesta**, caracterizado por dos planos (o una línea) de simetría; frecuentemente llamado plato concentrador.

Los concentradores de curvatura simple generalmente poseen mecanismos de seguimiento que tienen un grado de libertad, mientras que en los de curvatura compuesta los mecanismos de seguimiento poseen dos grados de libertad. Los absorbedores pueden tener diferentes formas, incluyendo tubulares o planas para los colectores tipo canal, y tubulares circulares, planas o esféricas para los del tipo plato.

Los reflectores tienen forma parabólica, paraboloide o esférica. El seguimiento del sol por los colectores puede efectuarse aproximadamente utilizando un mecanismo de reloj. Sin embargo, este método es conveniente sólo para colectores de baja concentración que pueden tener algunos errores y aun mantener el sol dentro del ángulo de aceptación adecuado.

Para seguimiento más preciso, puede ser utilizado un mecanismo de control realimentado con sensores solares. Usualmente estos mecanismos mueven el colector para mantener al sol dentro de un ángulo de aceptación adecuado, aun habiendo oscuridad producida por nubes.

2.4.3 INFLUENCIA DEL RECUBRIMIENTO DEL ABSORBEDOR SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE UN COLECTOR

El recubrimiento del absorbedor solar es uno de los parámetros más importantes del funcionamiento de un colector en términos de optimización de eficiencia, debido a que su función es la de superficie de absorción de energía. Los recubrimientos negros son típicamente usados para colección de la radiación solar, pero deben ser hechas algunas consideraciones para seleccionar el mejor recubrimiento a utilizar en una operación dada. En este orden de ideas, nuestro interés actual se orienta a considerar las pérdidas que ocurren en la superficie del absorbedor en términos de factores de absorbencia y emisividad, y la comparación de recubrimientos selectivos y no selectivos.

El mecanismo principal por medio del cual la energía se pierde desde la superficie de recubrimiento de un absorbedor, es el de rerradiación.

Al incrementarse la temperatura del recubrimiento se incrementa a su vez la emitancia termal. Si la radiación solar no es removida adecuadamente de la zona de concentración, la temperatura del recubrimiento aumentará hasta un valor de estancamiento, en el cual la cantidad de energía absorbida es igual a la emitida.

La temperatura de estancamiento depende principalmente de las propiedades de absorción y emisión de los diferentes tipos de recubrimiento, propiedades que serán definidas en el transcurso de las siguientes consideraciones.

El perfil de intensidad-longitud de onda del espectro solar se muestra en la figura 2.18, en la cual se observa que la máxima intensidad de la radiación solar ocurre en la zona de longitud de onda comprendida entre 0.4μ y 2.0μ . Hay entonces muy poca energía disponible para la superficie colectora más allá del valor 2.0μ . Con el propósito de alcanzar máxima eficiencia de colector, el recubrimiento deberá ser capaz de absorber grandes cantidades de radiación solar y minimizar la energía rerradiada, o lo que es lo mismo, deberá ser de máxima absorbencia y mínima emisividad.

Así que:

Absorbencia: Fracción de la radiación incidente absorbida en todas las longitudes de onda y bajo los ángulos de incidencia a la superficie.

Emisividad: Es la radiación emitida referida a un radiador de cuerpo negro perfecto a la misma temperatura.

- De acuerdo con la ley de Kirchoff, la emisividad monocromática y la absorbencia monocromática son iguales para cualquier longitud de onda λ . Así que:

$$\alpha_{\lambda} = E_{\lambda} \quad (2-5)$$

α_{λ} = absorbencia monocromática a la longitud de onda λ .

E_{λ} = emisividad monocromática.

Para cualquier tipo de superficie la suma de la absorbencia, α_λ , transmisibilidad, τ_λ , y reflexibilidad, κ_λ , debe ser la unidad; entonces, para un material opaco:

$$\alpha_\lambda + \kappa_\lambda = 1 \quad (2-6)$$

La ecuación (2-5) puede ahora ser escrita como:

$$E_\lambda = \alpha_\lambda = 1 - \kappa_\lambda \quad (2-7)$$

La absorbencia y la emisividad pueden ser medidas por técnicas de reflexión, según se desprende de la ecuación (2-7). En la práctica, la absorbencia es medida en la región 0.3μ a 2.5μ (correspondiente con la zona de mayor intensidad del espectro solar); mientras que la emisividad es medida en la región infrarroja del espectro, 2.5μ a 22.5μ .

La figura 2.19 muestra el espectro de reflexión para un absorbedor de recubrimiento ideal, selectivo y de pintura negra, los cuales pueden ser comparados según el comportamiento de la emisividad y absorbencia.

De acuerdo con la ecuación (2-7): los recubrimientos que exhiben altos valores de reflexión (recubrimientos selectivos) en la zona infrarroja, poseen bajos valores de emisividad así como de absorbencia, mientras que los recubrimientos no selectivos (pintura negra) exhiben propiedades de emisividad similares a las de absorbencia en la zona visible del espectro.

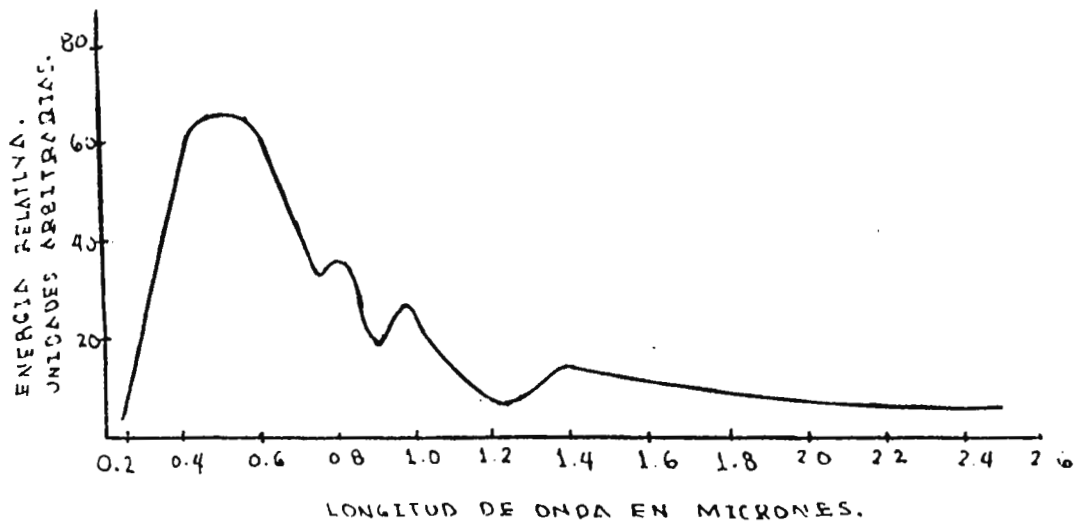


FIGURA 2.18 Gráfica aproximada de la intensidad y la longitud de onda del espectro solar.

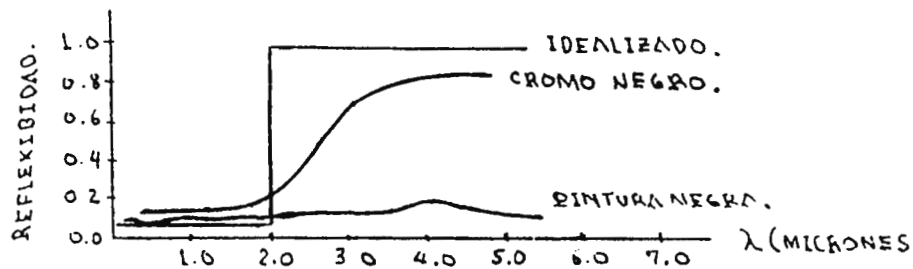


FIGURA 2.19. Reflexibilidad de recubrimientos del absorbente para colectores solares.

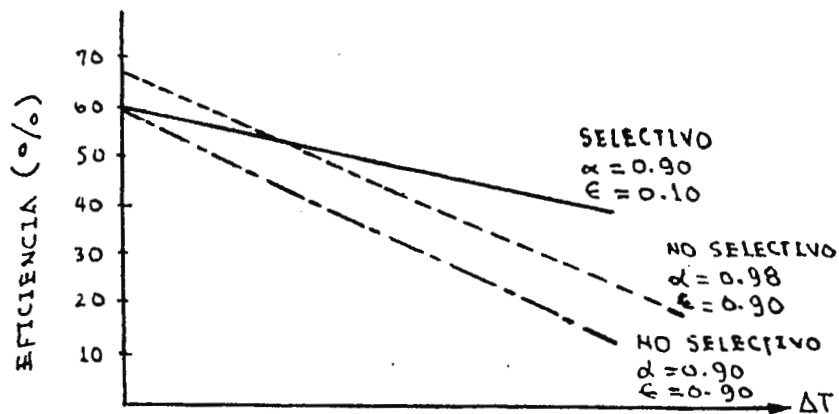


FIGURA 2.20. Comparación aproximada de eficiencia de recubrimientos selectivos y no selectivos en diferentes rangos de su temperatura.

Puesto que la mayor intensidad de radiación solar se encuentra por debajo de la longitud de onda 2.0μ del espectro, los recubrimientos ideales deberán poseer una alta absorbencia (baja reflexión) en dicha zona y una baja emisividad térmica (alta reflexión) por encima de esa zona.

Los recubrimientos de cromo negro poseen propiedades selectivas, mientras que las pinturas negras típicas no exhiben propiedades de selectividad.

Otro parámetro importante de estudio del comportamiento de los colectores solares lo constituye la eficiencia, la cual puede hacerse depender del recubrimiento del absorbedor con la intención de realizar un análisis comparativo para diferentes tipos de recubrimiento, utilizando un conjunto adecuado de parámetros. Puede evaluarse la eficiencia en correspondencia con el tipo de recubrimiento para diferentes temperaturas de operación. Una representación general de la eficiencia versus ΔT (diferencia entre la temperatura de entrada del fluido de trabajo y la temperatura ambiente), se muestra en la figura 2.20.

En dicha representación, la simulación muestra que un recubrimiento selectivo con $\alpha=0.9$ y $E=0.1$ será más eficiente que un recubrimiento no selectivo de alta absorbencia ($\alpha=0.9$) y alta emisividad ($E=0.9$) para todo el rango de operación. Los recubrimientos no selectivos que exhiben una absorbencia altamente significativa ($\alpha=0.98$) son más eficientes que los recubrimientos selectivos en la región de baja diferencia de temperatura, pero son, en contradicción, de menos eficiencia en la región de altas diferencias de temperatura.

El estudio de este comportamiento comparado ha sido ampliamente utilizado en el desarrollo de los sistemas de colección solar. Los recubrimientos de cromo negro selectivo son generalmente utilizados para aplicaciones que requieren altas temperaturas de operación, con mayor profusión que las pinturas negras no selectivas.

2.4.4 CONDICIONES TEÓRICAS PARA OBTENCIÓN DE POTENCIA MÁXIMA DE LA ENERGÍA SOLAR

La relación más adecuada para evaluar mecanismos de aprovechamiento energético, es la primera ley de eficiencia termodinámica, que se expresa como la energía útil transferida por un dispositivo, dividida por la energía de entrada requerida para producir dicho efecto. Debido a que la primera ley no involucra la especificación de la calidad energética de la energía de entrada, el concepto de energía sugerido por ella es inadecuado para medir la efectividad de transformación del mecanismo en cuestión.

La segunda ley de la termodinámica, por otro lado, proporciona un método cualitativo de evaluar las transformaciones energéticas, aproximándose a los límites termodinámicos ideales para un proceso determinado. Una máquina térmica de energía solar, como cualquier máquina, posee un límite de potencia generada, impuesto por la segunda ley de la termodinámica. La eficiencia máxima es entonces la eficiencia de Carnot (N_c):

$$N_c = 1 - (T_L/T_C) \quad (2-8)$$

en donde T_L y T_C son, respectivamente, las temperaturas termodinámicas del ambiente y del colector.

La potencia máxima W'' , que puede ser generada por unidad de área de colector solar vendrá dada por:

$$W'' = N_c Q'' \quad (2-9)$$

en donde la potencia Q'' , obtenida en forma efectiva por unidad de superficie de área de colección, es la diferencia entre la radiación I absorbida por el colector y las pérdidas o disipaciones de potencia.

Para colectores de baja temperatura, las pérdidas por radiación y convección pueden ser expresadas por medio del coeficiente global de transferencia de calor, U . Las pérdidas por unidad de área son entonces $U (T_C - T_L)$; de aquí que:

$$Q'' = I - U (T_C - T_L) \quad (2-10)$$

Por lo que:

$$W'' = [1 - (T_L/T_C)] [I - U(T_C - T_L)] \quad (2-11)$$

Para una temperatura T_L dada, una temperatura T_C alta incrementará la eficiencia de Carnot (3-8) pero también incrementará las pérdidas (2-10).

Luego entonces, la potencia máxima puede ser obtenida a la temperatura óptima del colector. $T_{C, \text{opt}}$, a la cual la ganancia en eficiencia balancee las pérdidas de calor. Esta condición óptima puede ser lograda entonces cuando $dW'' / dT_C = 0$, de donde se obtiene:

$$T_{C, \text{opt}} = \sqrt{TL(I + UTL)/U}$$

$$T_{C, \text{opt}} / T_L = \sqrt{(I/UTL) + 1}$$

Definiendo la variable adimensional M como:

$$M = UT_L / I \quad (2-12)$$

Se obtiene:

$$T_{C, \text{opt}} = \sqrt{(M + 1) / M} \quad (2-13)$$

La ecuación (2-13) proporciona la temperatura del colector a la cual debe ser diseñada una máquina Carnot de calor para obtener la máxima potencia bajo las condiciones iniciales impuestas por I , T_L y U .

La fracción máxima de potencia solar que puede ser convertida en potencia mecánica se obtiene de las ecuaciones (2-11) y (2-13):

$$\begin{aligned} W''_{\text{max}}/I &= [1 - (T_L / T_{C, \text{opt}})] [1 - (U/I) (T_{C, \text{opt}} - T_L)] \\ &= [1 - \sqrt{M/(M+1)}] [1 + M - \sqrt{M(M+1)}] \end{aligned} \quad (3-14)$$

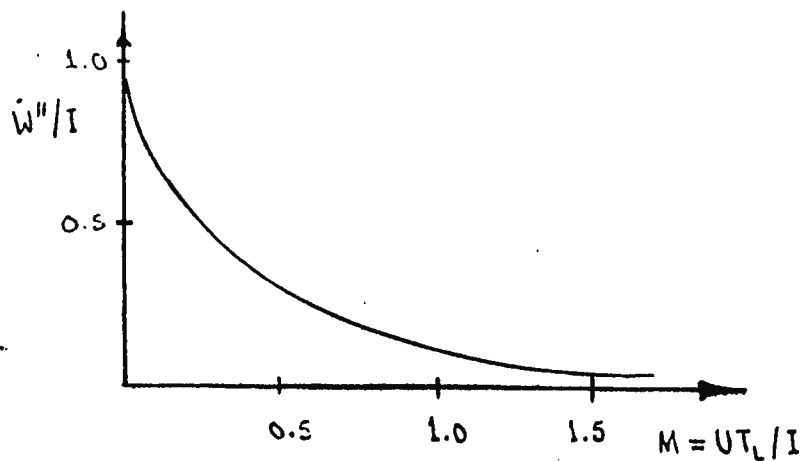


FIGURA 2.21. Comportamiento de la ecuación (2-14)

La figura 2.21 muestra una gráfica de la ecuación (2-14). En $M = 0$, implica que $U=0$, lo que expresa pérdidas nulas de calor en el colector y que su temperatura tiende a ser infinita; de cualquier manera, el colector no puede tener una temperatura más alta que la del sol ($5476\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Bien reflexionado, el presente análisis falla para colectores de muy alta temperatura en donde las pérdidas se deberían principalmente a la radiación y no podrían ser expresadas en forma lineal como en la ecuación (2-10).

En todo caso (excepto para la vecindad $M=0$), la gráfica muestra la tendencia apropiada; es decir: con un aumento en M , debido a un incremento en U o una disminución en I , decrece la fracción útil, de I ; con una disminución de M , usando un buen sistema de aislamiento para disminuir U , o concentrando la energía solar para incrementar I , resulta un incremento en la fracción máxima útil de la energía incidente.

Si se consideran colectores solares de placa plana, es muy difícil imaginar condiciones para las cuales M toma valores cercanos a la unidad. De cualquier manera, para $M=1$, la máxima potencia posible que puede ser obtenida es sólo el 17% de la potencia solar incidente. Este límite muestra la regla que pone fuera de posibilidad de uso los colectores de placa plana para generación de potencia.

En este orden de ideas, el primer paso necesario para alcanzar altas temperaturas de operación de la planta o, dicho de otro modo, alta eficiencia de conversión energética de planta a una temperatura fija, consiste en minimizar el área de colección A por medio de sistemas de concentración de energía solar. Esencialmente, cuatro tipos de aprovechamiento han sido ensayados en el mundo para concentrar radiación solar, los cuales se muestran en la Figura 2.22.

Existe gran interés en la explotación de energía solar para obtener calor útil en un rango de temperatura de 100° a 350°C , rango dentro del cual es necesario obtenerlo para muchos usos fundamentales, como por ejemplo:

- Desalinización de agua.
- Procesos caloríficos industriales, como tecnología de alimentos, procesos químicos y otras industrias de procesamiento menor.
- Sistemas de acondicionamiento de aire para residencias y edificios públicos e industriales.
- Bombeo de agua, y finalmente
- Generación de energía eléctrica.

En este campo de interés, el sistema favorito para obtener calor útil, dentro del rango de temperatura especificado, corresponde al de la Figura 4.22C, siendo el sistema “a” incapaz de transformar energía solar en calor útil aprovechable dentro del rango de temperatura de operación, y, los dos restantes, demasiado costosos y de tecnología muy avanzada para la posibilidad económica y tecnológica de implantación en El Salvador.

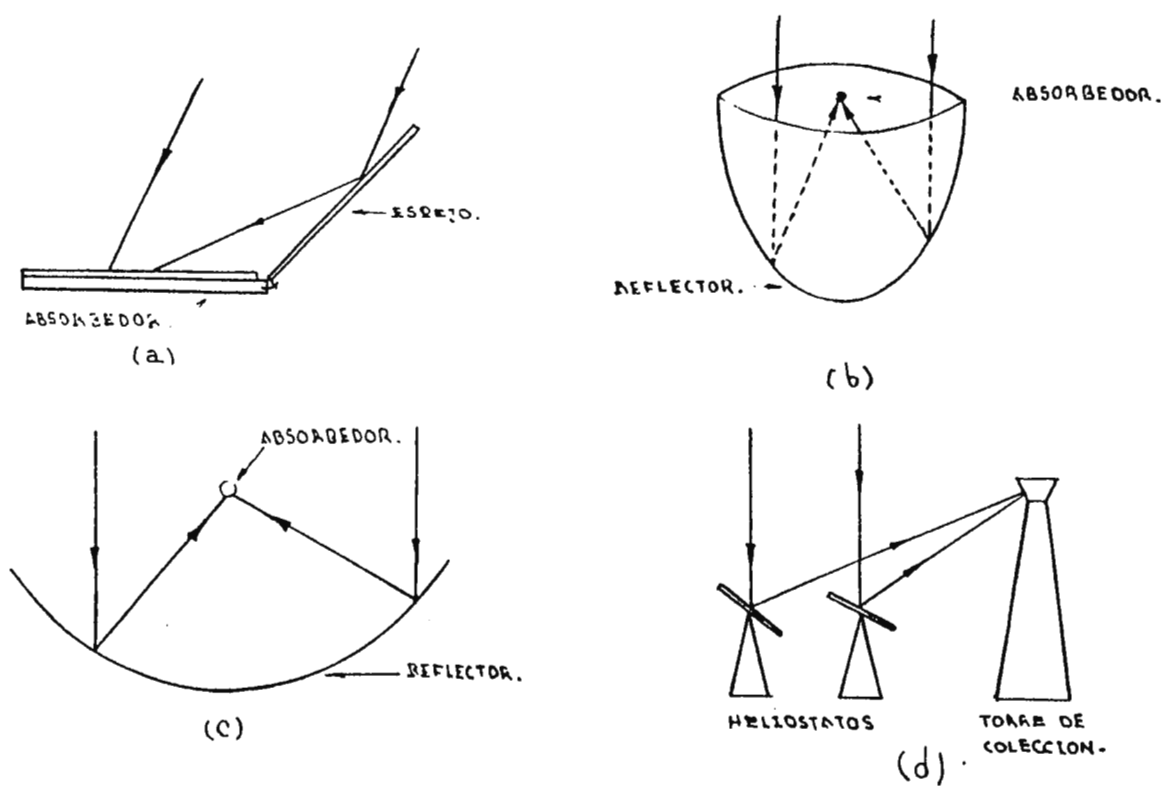


Fig. 2.22 Cuatro tipos de colectores y aprovechamiento de energía

CAPITULO III

ELECCION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

3.1 CONDICIONES DE DISEÑO:

Se sabe que no todos los sistemas de refrigeración ofrecen las mismas características de funcionamiento, por lo cual se hace necesario exponer todas las condiciones de diseño que debe cumplir el sistema a elegir. Posteriormente, de acuerdo a estas condiciones se seleccionará el sistema de refrigeración más adecuado para utilizarse en este sistema.

Las condiciones que se deben cumplir son las siguientes:

- 1) El sistema de refrigeración debe consumir una mínima cantidad de potencia eléctrica de tal manera que sea ideal para utilizarse en lugares donde se carece de medios eléctricos adecuados o que el costo de energía eléctrica es muy alto.
- 2) El sistema de refrigeración deberá funcionar eficientemente utilizando como fuente principal de energía, vapor de agua o agua caliente proveniente de un sistema de calefacción solar. De tal manera que se obtenga un sistema de refrigeración de bajo costo de operación.
- 3) El sistema debe ser tan eficiente a cargas reducidas como a plena carga debido a que tanto la carga térmica como el suministro de energía solar varían a lo largo del año.

- 4) EL sistema debe de operar con bajos costos de mantenimiento, debe tener un funcionamiento seguro y confiable y además debe tener una vida útil larga.
- 5) El sistema debe ser de fácil manufactura y construcción, además de que deberá ocupar el menor espacio posible.

Debido a que en cualquier sistema de refrigeración son bastantes las sustancias que pueden ser usadas como refrigerantes, es importante tomar en cuenta las propiedades físicas, químicas y termodinámicas que debe tener el refrigerante utilizado.

A continuación enumeraremos las propiedades que deberá tener el refrigerante:

- 1) Bajo costo : esta característica será significativa según el tamaño del sistema.
- 2) Alto Calor Latente de vaporización : esta característica significará un alto efecto refrigerante por unidad de masa de refrigerante circulado.
- 3') Inactividad y Estabilidad: el refrigerante deberá ser inerte a reacciones con los materiales del sistema, no debe ser corrosivo y deberá ser estable en su constitución química en todas las condiciones de operación.
- 4) Buena Transferencia de Calor : esta característica es importante porque de ella depende el área de las superficies de transferencia de calor.
- 5) Detección Fácil de Fuga : estas deberán ser detectables por un método simple y efectivo.

Una vez expuestas todas estas condiciones de diseño a las que debe someterse el sistema de refrigeración, ya puede elegirse el sistema que más convenga.

3.2. SELECCION DEL SISTEMA:

Como ya se mencionó son dos los sistemas de refrigeración que más se adecuan al propósito aquí expuesto: estos son el sistema de compresión y el sistema de absorción, de los cuales se debe elegir es el mas adecuado para este diseño. Se presenta a continuación una comparación de las principales diferencias que existen entre los sistemas de absorción y los sistemas de compresión.

- 1) Un sistema de absorción tiene un funcionamiento suave y silencioso debido a que la bomba de solución es la única parte móvil del sistema. En cambio en un sistema de compresión, la operación del compresor produce ruido y vibraciones.
- 2) Un sistema de absorción utiliza solo un 3% de la potencia eléctrica requerida por un equipo de compresión de la misma capacidad.
- 3) Un sistema de absorción es ideal cuando se cuenta con vapor de agua o agua caliente disponible de algún sistema de calefacción, de tal manera que la obtención de esta energía sea mas barata que la energía eléctrica que consumiría un equipo de compresión de la misma capacidad.
- 4) Los equipos de absorción se pueden construir para cualquier capacidad de refrigeración, mientras que en los equipos de compresión mecánica, la capacidad está limitada por el tamaño del compresor, el cual para capacidades grandes tendría que ser de un tamaño excesivo y sería muy impractico y costoso.
- 5) Un sistema de absorción es tan eficiente a cargas reducidas como a plena carga, en cambio en un sistema de compresión, la eficiencia varía conforme varia la carga.

- 6) Un sistema de absorción opera con bajos costos de mantenimiento, ya que su funcionamiento es más confiable que un equipo de compresión, debido a que en este último el compresor es el principal causante de desperfectos.
- 7) Tanto el sistema de refrigeración por compresión como el de absorción pueden ser adoptados para que funcionen con la energía solar, el primero mediante la conversión de la energía solar en energía mecánica o eléctrica para hacer funcionar el compresor de un sistema convencional y el segundo mediante la utilización directa de la energía solar como fuente de energía térmica.

A partir de esta comparación y debido a que los equipos de absorción son impulsados directamente por una fuente de energía térmica que reemplaza al motor eléctrico de los equipos por compresión, los sistemas de absorción resultan más económicos y eficientes, por que no implica conversiones de un tipo de energía a otra. Por consiguiente se decidirá fácilmente que el equipo de refrigeración más razonable para adaptarse a trabajar con la energía solar es el sistema de absorción.

El haber elegido el sistema de absorción para este tipo de diseño, trae consigo la elección de las sustancias refrigerantes y absorbentes con las que funcionará el sistema.

Las condiciones que debe cumplir el refrigerante ya fueron mencionadas. Por lo que ahora interesan las condiciones que debe cumplir el absorbente, las cuales son:

- 1) Afinidad: es fundamental que el absorbente muestre una gran afinidad con el vapor refrigerante.

- 2) Solubilidad: es indispensable que tanto el refrigerante como el absorbente sean solubles en todo rango de condiciones de operación.
- 3) No Volátil: el absorbente ideal no es volátil para que el vapor que entra al generador sea refrigerante puro.
- 4) Estabilidad: se necesita que el absorbente tenga buena estabilidad para que funcione en el sistema por muchos años sin problemas.
- 5) No Corrosión: es necesario que el absorbente no sea corrosivo en grado apreciable para los materiales del equipo.
- 6) Seguridad: se requiere que el absorbente sea poco tóxico y no inflamable.

La lista de combinaciones posibles de refrigerante-absorbente es grande, pero la mayoría fracasa bajo ciertas condiciones. Mucho se ha estudiado para tratar de encontrar una pareja ideal, pero hasta la fecha solamente dos parejas se han encontrado de uso práctico. La combinación amoníaco-agua es una de ellas y la otra es la combinación agua-bromuro de litio.

En la combinación de amoníaco-agua el amoníaco viene a ser el refrigerante y el agua el absorbente. Esta combinación es clásica en refrigeración por absorción.

Las dos sustancias son altamente estables y el amoníaco tiene un alto calor latente de vaporización. Aún así, la combinación está lejos de ser perfecta. Las principales desventajas son la alta volatilidad del absorbente, la alta presión de condensación, lo peligroso del amoníaco y la reacción del amoníaco con el cobre.

Además este sistema requiere de altas temperaturas en el generador, por lo que se requiere alimentar al generador con vapor de agua sobrecalentado. Por lo tanto , se requeriría de colectores solares de concentración, lo cual elevaría mucho el costo del sistema de refrigeración. A continuación se presentan algunas propiedades físicas y químicas del amoniaco y del agua:

Amoniaco:

- Punto de ebullición -33.35°C	- Punto de fusión -77.7°C
- Temperatura crítica 133.0°C	- Presión crítica 116.5 Kg / cm^2
- Calor específico a 1 atm a 0°C es 5.009	- Calor de formación cerca de 0°K es
a 200°C es 0.5029, a 100°C es 0.5317	10.239 cal
- Solubilidad en agua a 1 atm % en peso de amoniaco en peso:	a $700-1000^{\circ}\text{C}$ es 12000 a 128000 cal
a 0°C es 42.8	
a 20°C es 33.1	
a 40°C es 23.4	
a 60°C es 14.1	

En la combinación Agua-Bromuro de Litio, el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente. Esta combinación a diferencia de la anterior, cumple con la mayor parte de las condiciones ya mencionadas tanto para el refrigerante como para el absorbente. Entre las principales ventajas destacan las siguientes:

- 1) El agua tiene un alto calor de vaporización.
- 2) El absorbente no es tóxico (Bromuro de Litio)
- 3) El agua no es tóxica (refrigerante).

Además debido a que no se requiere de altas temperaturas en el generador, se pueden emplear colectores solares planos, lo cual simplifica mucho el costo y la construcción del sistema.

Sin embargo, esta combinación tiene sus desventajas que son las siguientes:

- 1) El agua como refrigerante limita la temperatura del evaporador a no ser menor de 32 °F por ser el punto de congelación del agua.
- 2) Bajo ciertas condiciones puede ocurrir la cristalización de la solución lo cual puede tapar los conductos del sistema.
- 3) Las presiones de operación son extremadamente bajas.

Por lo tanto, se tendrán que solucionar estas desventajas. La primera de ellas queda eliminada ya que para este propósito la temperatura del evaporador siempre estará por encima de los 32 °F. La segunda de ellas quedará eliminada por medio de un buen sistema de control que evite en todo momento que ocurra la cristalización. La tercera desventaja quedará eliminada por medio de un buen diseño del equipo y de una buena calidad en su construcción.

Con todo lo expuesto y tratado anteriormente, está muy claro que el sistema de absorción que mejor se adapta a las condiciones aquí expuestas es el sistema AGUA-BROMURO DE LITIO, el cual se utilizará.

**CUADRO COMPARATIVO DE LAS PRINCIPALES DIFERENCIAS QUE EXISTE
ENTRE LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN Y LOS SISTEMAS DE COMPRESION.**

SISTEMA DE ABSORCIÓN	SISTEMA DE COMPRESIÓN
Un sistema de absorción tiene un funcionamiento suave y silencioso, debido a que la bomba es la única parte móvil del sistema.	Un sistema de compresión produce ruido y vibraciones producidas por la operación del compresor.
Un sistema de absorción utiliza sólo un 3% de la potencia eléctrica requerida por un equipo de compresión de la misma capacidad.	En un sistema de compresión, el alto consumo en potencia eléctrica lo produce el funcionamiento del compresor.
El sistema de absorción es ideal cuando se cuenta con vapor de agua o agua caliente disponible de algún sistema de calefacción de tal manera que la obtención de esta energía es más barata que la energía eléctrica.	En los sistemas de compresión la operación del compresor es el que requiere gran cantidad de energía eléctrica para su buen funcionamiento.
Los equipos de absorción se pueden construir para cualquier capacidad de refrigeración.	En los equipos de compresión la capacidad está limitada por el tamaño del compresor, el cual para capacidades grandes tendría que ser de un tamaño excesivo y sería muy costoso.
Un sistema de absorción es tan eficiente a cargas reducidas como a plena carga.	Para un sistema de compresión, la eficiencia varía conforme varía la carga.
Un sistema de absorción opera con bajos costos de mantenimiento, debido a que su funcionamiento es más confiable.	Un sistema de compresión presenta menos confiabilidad que un sistema de absorción, debido a que el compresor es el principal causante de desperfecto.
Un sistema de absorción puede ser adaptado para que funcione con energía solar, usando directamente esta energía como fuente de energía térmica.	Un sistema de compresión también puede ser adaptado para que funcione con energía solar, con la única salvedad que se necesita una conversión de esta energía en energía mecánica o eléctrica para hacer funcionar el compresor.

CAPITULO IV

DISEÑO DEL CICLO TERMODINAMICO DE REFRIGERACIÓN.

4.1 INTRODUCCIÓN:

Después de haber elegido el sistema de refrigeración Agua - BrLi, además de haber estudiado las condiciones ambientales bajo las cuales funcionará la instalación solar (capítulo 2). Es necesario definir detalladamente el funcionamiento teórico del sistema.

En la figura 1.6 se muestra esquemáticamente al sistema de refrigeración con todos sus elementos esenciales y la numeración de cada etapa del sistema para establecer en base a éste todas las ecuaciones y resultados.

Para poder obtener las principales condiciones de operación del sistema se estudiarán las gráficas 1 y 2 del anexo, que son cartas de presión – temperatura – concentración ($P - T - X$) y Entalpía – Temperatura – concentración ($h - T - X$), respectivamente. Además en la gráfica 1 del anexo, se indican las condiciones donde puede ocurrir la cristalización.

En el caso de pura agua, se tendrá un congelamiento y en el caso de una solución está corresponde a la solidificación de la solución en forma de fango de sal, por lo cual se debe evitar que cualquier punto del ciclo caiga dentro de estas condiciones.

4.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN.

Para poder determinar las condiciones de temperatura, presión y concentración que prevalecerán en cada etapa del ciclo, es necesario analizar todas las necesidades que se requieren satisfacer para el buen funcionamiento del sistema de refrigeración.

A continuación se presentará un análisis del ciclo para determinar las condiciones que prevalecerán en el sistema.

- La temperatura de evaporación depende de nivel de enfriamiento que se necesite y de las características de funcionamiento del sistema. Por lo común, en aplicaciones de aire acondicionado se requiere de la obtención de agua fría en un rango de temperaturas de (4.4 a 10°C). Para este sistema una baja temperatura de evaporación requerirá de una disminución de la temperatura del absorbedor, lo cual no conviene, porque la solución podría llegar a cristalizarse, debido a esto y suponiendo que la temperatura del evaporador debe ser 2.8°C menor que la temperatura del agua enfriada, encontramos que la temperatura de evaporación más adecuada para el diseño es de 7.2°C (45°F).

Ya definida la temperatura del evaporador y puesto que solo hay pura agua, en la gráfica 1 del anexo, se puede obtener la presión siguiendo la línea vertical correspondiente a los 7.2°C (45°F) hasta cortar a la línea de agua. En este punto se lee una presión de 1.02 Kpa (7.63 mmHg), correspondiente a la presión del evaporador.

De acuerdo a lo anterior, se puede definir que la temperatura del agua enfriada a la entrada del evaporador será de 14.44°C (58°F) y a la salida del mismo será de 10°C (50°F), con una delta de temperatura de 4.44°C (8°F) entre la entrada y la salida del evaporador.

- La temperatura del absorbedor está en función de la temperatura del agua de enfriamiento y ésta a su vez depende tanto de las condiciones ambientales como del tipo de torre de enfriamiento que se emplee. Además está sujeta a la presión del evaporador y al rango útil de concentración de la solución, de tal manera que la temperatura del absorbedor que se elija debe proporcionar una concentración tal que el diseño aquí expuesto trabaje sin problemas. Se considera que se tiene una torre de enfriamiento que provee de agua a 29.44°C (85°F) y calculando que la temperatura de absorbedor es mantenida 7.22°C (13°F) encima de la temperatura del agua de enfriamiento, se tendrá una temperatura de absorción de 36.6°C (98°F).

Ahora, debido a que el absorbedor y el evaporador operan a la misma presión, el valor de la concentración en el absorbedor se obtiene de la siguiente manera: Siguiendo la línea horizontal correspondiente a los 1.02 Kpa (7.63 mmHg) hasta llegar a los 36.6°C , que es la temperatura definida para el absorbedor, tendremos que la concentración en el absorbedor será del 56%.

De acuerdo con lo anterior, se podrá definir que la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del absorbedor será de 29.44°C y 36.6°C a la salida del mismo, con un delta de temperatura de 7.22°C entre la entrada y salida del absorbedor.

- La temperatura del condensador está también en función de la temperatura del agua de enfriamiento.

En un sistema de este tipo, una alta temperatura de condensación causaría un aumento en la temperatura del generador, lo cual no es conveniente. Debido a esto, la temperatura del condensador debe ser muy cercana a la temperatura del absorbedor, ya que tanto el absorbedor como el condensador son enfriados por la misma agua. En este diseño para mantener una adecuada diferencia entre el absorbedor y el generador, se considera una temperatura de condensación de 1.1°C (2°F) encima de la temperatura del absorbedor, por lo que se tiene una temperatura de condensación de 37.7°C (100°F).

Con la temperatura propuesta en el condensador y sabiendo que solo hay agua, la presión se obtiene, siguiendo la línea vertical de los 37.7°C (100°F) hasta cortar a la línea de agua en la gráfica 1 del anexo. En este punto se encuentra que la presión de condensación es de 6.55 Kpa (49.10mmHg).

De acuerdo a lo anterior, se podrá definir que la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del condensador será de 29.44°C y de 36.6°C a la salida del mismo. Estas temperaturas son las mismas que en el absorbedor debido a que el agua de enfriamiento circula en paralelo a través de estos dos elementos.

- La temperatura del generador estará en función de la temperatura del agua calentada en los colectores solares. Por lo general los colectores solares planos proporcionan temperaturas de agua en un rango de 76.66°C a 93.33°C (170 a 200°F).

Una baja temperatura del generador causaría concentraciones muy cercanas a los del absorbedor que causarían relaciones de circulación de solución excesivamente altas, lo cual no es conveniente.

Por esta razón y considerando que la temperatura del generador estará 11.1°C (20°F) debajo de la temperatura del agua caliente, tendremos que la temperatura del generador mas adecuada será de 82.2°C (180°F).

Como el generador opera a la misma presión que el condensador, se puede hallar la concentración en el generador de la siguiente forma: Siguiendo la línea horizontal de los 6.55Kpa hasta llegar a los 82.2°C de temperatura, de la gráfica 1 del anexo, se lee que la concentración en el generador será del 60%.

De acuerdo a lo anterior, la temperatura del agua caliente proveniente de los colectores solares deberá ser de 93.33°C a la entrada del generador y de 85°C a la salida del mismo, con un $\Delta T = 8.3^{\circ}\text{C}$ entre la entrada y la salida del generador.

Como se puede ver en la gráfica 1 del anexo, todos los valores encontrados garantizan que el ciclo operará sin riesgos de cristalización bajo condiciones normales de operación.

4.3 PRINCIPALES ESTADOS DEL CICLO:

Para poder definir completamente a cada estado del ciclo, hace falta obtener la entalpía en cada punto del ciclo. Para el caso en que se tenga solo refrigerante (agua), esta entalpía se puede obtener en tablas de vapor, pero en el caso de tener una solución de Agua – BrLi, se puede obtener del diagrama entalpía – concentración de la gráfica 2 del anexo.

A continuación se definen los principales puntos del ciclo:

En el estado 1 a la salida del evaporador, tendremos vapor saturado a una temperatura de 7.22°C y a una presión de 1.02 Kpa. La concentración desde luego es cero y la entalpía tomada de las tablas de vapor es 2512.5 Kj / Kg (1081.1 BTU / lb).

En el estado 2 a la salida del absorbedor, se tiene una solución débil a una temperatura de 36.6°C y a una presión de 1.02 Kpa, como la concentración es de 56% del Bromuro de Litio, de la gráfica 2 del anexo, la entalpía es igual a -169.65 Kj / Kg (-73 BTU / lb).

En el estado 3 a la salida de la bomba la solución tiene la misma temperatura, concentración y entalpía que el estado 2, excepto que la presión de la solución aumentará a 6.55 Kpa debido a su paso a través de la bomba.

En el estado 4 las condiciones de la solución diluida que sale del intercambiador quedará indeterminada hasta saber lo que sucede en los demás estados alrededor del intercambiador.

En el estado 5 a la salida del generador se tiene que la solución concentrada se encuentra a la misma temperatura del generador igual a 82.2°C . Además el valor de la presión es igual a 6.55 Kpa la concentración es del 60% de Bromuro de Litio. De la gráfica 2 del anexo, se obtiene que la entalpía es igual a -81.34 Kj / Kg (-35 BTU / lb).

En el estado 6 la temperatura de la solución estará determinada por la eficiencia del intercambiador de calor.

Para este diseño en particular se considerará una diferencia de temperatura de 5.56 °C (10°F) en el extremo inferior del intercambiador:

$$T_6 - T_3 = 5.56^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura en el estado 6 será:

$$T_6 = 5.56 + T_3$$

$$T_6 = 5.56 + 36.66$$

$$T_6 = 42.22^{\circ}\text{C} \quad (T_6 = 108^{\circ}\text{F})$$

La eficiencia del intercambiador será:

$$e = (T_5 - T_6) / (T_5 - T_3)$$

$$e = (82.22 - 42.22) / (82.22 - 36.66)$$

$$e = 0.878$$

Con la temperatura hallada y el valor de la concentración igual al 60% de Bromuro de Litio, de la gráfica 2 del anexo la entalpía del estado 6 es igual a -155.71 Kj / Kg (-67 BTU / lb), a una presión de 6.55 Kpa.

Una vez conocida la temperatura de los estados 3,5 y 6 se puede calcular el estado 4.

En el estado 4, la solución diluida debe salir del intercambiador de calor en condiciones muy cercanos a las saturadas con el objeto de disminuir el calor requerido en el generador y hacer más eficiente el sistema.

En el estado 7 a la salida del generador, habrá vapor sobrecalentado a una temperatura de 82.22°C a una presión de 6.55 Kpa. La concentración por tratarse de refrigerante puro será de cero y por lo tanto de tablas de vapor se obtiene una entalpía de 2652 Kj / Kg (1141.1 BTU / lb).

En el estado 8 a la salida del condensador, habrá líquido saturado a una temperatura de 37.77°C (100°F) y a una presión de 6.55 Kpa. La concentración será cero por tratarse de agua y tendrá una entalpía de 258.15 Kj / Kg (68.05 BTU / lb) obtenida de las tablas de vapor para líquido saturado.

En el estado 9 a la entrada del evaporador el refrigerante tendrá la misma concentración y entalpía que el estado 8, excepto que la presión y temperatura serán menores debido al paso del refrigerante a través de la válvula de expansión. La nueva temperatura será de 7.22°C correspondiente a una presión de 1.02Kpa.

Del balance de calor en el intercambiador realizado en el capítulo 1, se determinó la ecuación 1.20 de la cual se podrá obtener la entalpía en el estado 4.

$$Q_i = M (h_5 - h_6) = (m+1)(h_4 - h_3)$$

como puede observar para poder utilizar ésta fórmula es necesario determinar el valor de M, el cual puede ser obtenido a través de la ecuación 1.17

$$M = X_2 / (X_6 - X_2)$$

Los valores de concentración en los estados 2 y 6 han sido determinados anteriormente y corresponden a $X_2 = 56\%$ y $X_6 = 60\%$.

Evaluable se tiene:

$$M = 0.56 / (0.60 - 0.56) = 14$$

Evaluable la ecuación 1.20 se obtendrá la entalpía en el punto 4.

$$h_3 = -169.65 \text{ Kj / Kg.}$$

$$h_5 = -81.34 \text{ Kj / Kg.}$$

$$h_6 = -155.71 \text{ Kj / Kg.}$$

$$h_4 = [M / (M+1)][h_5 - h_6] + h_3$$

$$h_4 = [14 / 14+1][-81.34+155.71]- 169.65 = -100.23 \text{ Kj / Kg (-43.13 BTU / lb)}$$

La temperatura se obtiene de la gráfica 2 del anexo por medio de la entalpía encontrada y el vapor de concentración igual a 56% de Bromuro de Litio, con lo que se obtiene una temperatura de 68.33°C (155°F); la presión seguirá siendo de 6.55 Kpa.

En el estado 6 a la entrada del absorbedor, la solución concentrada tendrá la misma temperatura, concentración y entalpía que el estado 6 variando solamente la presión de la solución la cual disminuirá a 1.02 Kpa, debido a su paso a través de la válvula de reducción.

Finalmente una vez definido los estados de ciclo, es conveniente pasar esta información a un cuadro como el mostrado en tabla 3 del anexo con el objeto de medir toda la información termodinámica del ciclo.

Con la información reunida en la tabla 3 del anexo es posible calcular el balance de calor del ciclo completo, a través de la ecuación (1.13) definida en el capítulo 1.

$$Q_G - Q_A + Q_B - Q_C + Q_E = 0$$

Para poder determinar la ecuación anterior es necesario obtener cada uno de los calores en los distintos elementos que componen el sistema.

El calor absorbido en el evaporador o efecto refrigerante se obtiene de la ecuación (1.14)

$$q_E + h_9 - h_1 = 0$$

$$q_E = h_1 - h_9$$

$$q_E = 2,512.5 \text{ Kj / Kg} - 258.15 \text{ Kj / Kg}$$

$$q_E = 2,254.35 \text{ Kj / Kg}$$

El calor rechazado en el condensador, de ecuación (1.15) se obtiene

$$q_C = h_7 - h_8$$

$$q_C = 2,652 \text{ Kj / Kg} - 258.15 \text{ Kj / Kg}$$

$$q_C = 2,393.85 \text{ Kj / Kg}$$

El calor rechazado en el absorbedor será, de ecuación (1.18)

$$q_A = h_1 + Mh_6 - (M+1)h_2$$

$$q_A = 2,512.5 + 14(-155.71) - 15(-169.65)$$

$$q_A = 2,877.31 \text{ Kj / Kg}$$

El calor absorbido en el generador, ecuación (1.19)

$$q_G = h_7 + Mh_5 - (M+1)h_4$$

$$q_G = 2,652 + 14(-81.34) - 15(-100.23)$$

$$q_G = 3,016.59 \text{ Kj / Kg.}$$

El calor de la bomba, ecuación (1.21)

$$W = q_B = (P_C - P_A)(M+1) / (\rho_{rel})(\rho_{H_2O})$$

$$q_B = [(6.55 \text{ Kpa} - 1.02 \text{ KPa})(14 + 1)] / [(1.634)(1.000 \text{ Kg / m}^3)]$$

rel obtenida de gráfica, fig 1 pag. 247 ASHRAE

$$q_B = 50.76 \text{ J / Kg} = 0.05076 \text{ Kj / Kg}$$

Evaluando la ecuación (1.1) tenemos:

$$q_G + q_B + q_E = q_A + q_C$$

$$3,016.69 + 0.05076 + 2,254.35 = 2,877.31 + 2,393.85$$

$$5,271.09 = 5,271.16$$

4.4 COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO.

Ahora solo falta calcular el coeficiente de funcionamiento del ciclo teórico (COP). Como ya se mencionó el COP nos indica la eficiencia con la cual trabaja el ciclo. Para el caso de un enfriador por absorción, el COP es igual al calor transferido en el evaporador entre el calor transferido en el generador. El trabajo de la bomba no se considera, debido a que su valor es despreciable en comparación al calor suministrado al generador.

$$\text{COP} = q_E / q_G$$

Sustituyendo los valores correspondientes se encuentra que:

$$\text{COP} = 2,254.35 / 3,016.69$$

$$\text{COP} = 0.75$$

TABLA RESUMEN

DISPOSITIVOS	MATERIAL Y CARACTERISTICAS
Evaporador	Tubo de cobre tipo K, diámetro interno 0.016 mt (5/8 plg), dos pasos de tubo, longitud de tubos: 3.23 mt, cantidad de tubos: 12, arreglo de los tubos: cuadrado, presión 1.02 Kpa (7.63 mmHg), temperatura 7.22°C (45°F), flujo de refrigerante 0.467 Kg / min, flujo de refrigerante recirculado 4.023 Kg / min, temperatura de agua enfriada: entrada 14.4°C (58°F); salida 10°C (50°F), flujo másico de agua enfriada 58.68 Kg / min, peso 280 N.
Condesador	Tubo de cobre tipo K, diámetro interno 0.016 mt (5/8 plg), de un paso de tubo, longitud de tubo 3.54 mt, cantidad de tubos 12, arreglo de los tubos triangular, presión 6.55 Kpa (49.1 mmHg), temperatura 37.77°C (100°F), temperatura del agua de enfriamiento: entrada 29.44°C (85°F), salida 36.6°C (98°F), peso 300 N.
Absorbedor	Tubo de cobre tipo K, diámetro interno de 0.016 mt (5/8 plg), dos pasos, longitud de los tubos 3.85 mt, cantidad de tubos 12, arreglo de los tubos: triangular, presión 1.02 Kpa (7.63 mmHg), temperatura 36.6°C (98°F), concentración de la solución diluida 56%, flujo másico (de la solución diluida) 13.54 Kg / min, Temperatura del agua de enfriamiento: entrada 29.44°C (85°F); salida 36.6 °C (98°F), peso 325 N.
Generador	Tubo de cobre tipo K, diámetro interno de 0.016 mt (5/8 plg), un paso, longitud de tubos 3.23 mt, cantidad de tubos 16, arreglo de los tubos triangular, presión 6.55 Kpa (49.1 mmHg), temperatura 82.22°C (180°F), concentración de la solución fuerte 60%, flujo másico de la solución fuerte 6.53 Kg / min.

Continuación.

DISPOSITIVOS	MATERIAL Y CARACTERISTICAS
Intercambiador de calor	Tubo de cobre tipo K, diámetro externo 0.019059 mt (3/4 plg), longitud de los tubos 4.3, cantidad de tubos 52, arreglo de los tubos: cuadrado de 0.0254 mt (1 plg) de espaciado, dos pasos, diámetro de la coraza 0.254 mt (10 plg), espaciado de deflectores 0.254 mt (10 plg), claro o ligadura de 0.00635 mt (1/4 plg), peso 2090 N.
Colector solar	Ancho 3.84 mt, largo 4.0 mt, dos capas transparentes (vidrio) placa de cobre de 1/16 plg de espesor fibra de vidrio como aislante térmico con un espesor de 0.05 mt, madera de pino con un espesor de 0.05 mt, número de conductos 24, tubo de cobre de 0.0134 mt (1/2 plg) de diámetro interno, distancia entre tubos 0.16 mt, temperatura del colector: salida 93.33°C (200°F), entrada 85 °C (185°F), flujo másico 28 Kg / h, peso 600 N.
Carcaza superior	Tubo de hierro negro, diámetro interno 0.240 mt (9.5 plg), longitud 4 mt, peso 1565 N.
Carcaza inferior	Tubo de hierro negro, diámetro interno de 0.5 mt (20 plg), longitud 4 mt, peso 3000 N.
Carcaza inferior	Tubo de hierro negro, diámetro interno de 0.5 mt (20 plg), longitud 4 mt, peso 3000 N.

CAPITULO V

DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

5.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN:

El sistema de refrigeración en cuestión no tiene la misma disposición que el sistema teórico de absorción del capítulo IV. En los enfriadores comerciales de absorción el arreglo del sistema es mucho más práctico y eficiente. Como se puede ver en la figura 5.1, un enfriador por absorción práctico consta de dos carcazas operadas cada una a un distinto nivel de vacío.

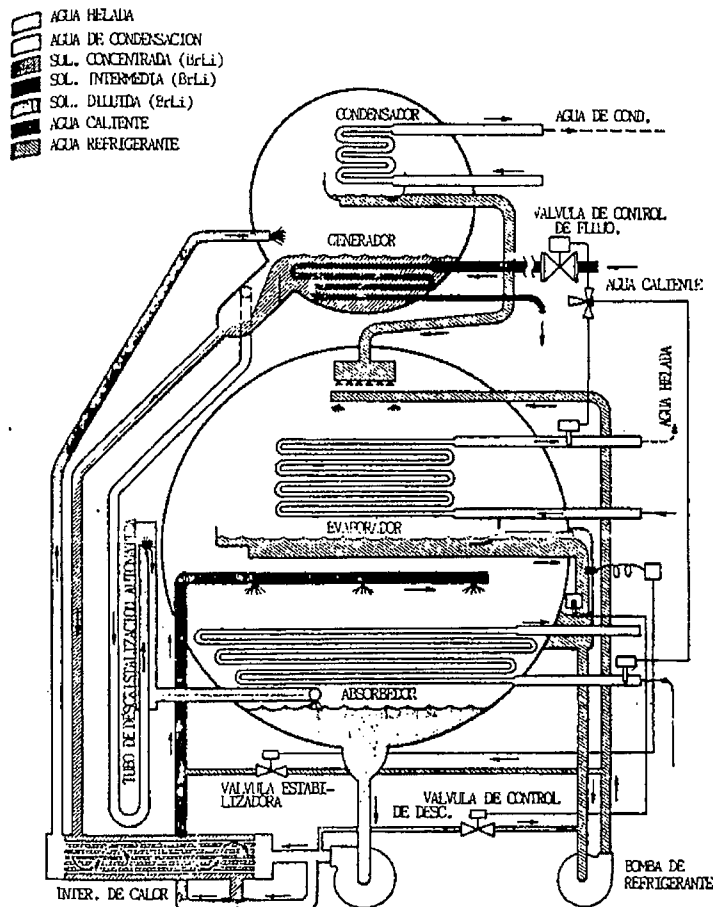


Fig.5.1

La carcaza inferior contiene al evaporador y al absorbedor a una presión interna de 1.02 Kpa o 7.63 mmHg que es un vacío relativamente alto. El evaporador está localizado en la parte alta de la carcaza inferior y el absorbedor se encuentra en la parte baja de la carcaza.

La carcaza superior contiene al generador y al condensador, generalmente opera a una presión interna de 6.55 Kpa o 49.10 mmHg que es una presión relativamente alta con respecto a la presión de la carcaza inferior.

El generador está situado en la parte baja de la carcaza superior y el condensador se localiza en la parte alta de la carcaza.

El intercambiador de calor está ubicado en la parte inferior del sistema con lo que se aprovecha al máximo el espacio ocupado por el enfriador.

Como se puede ver, en la figura 5.1, tanto el evaporador como el absorbedor, cuentan, con un sistema de recirculación de líquido que hace más eficiente el funcionamiento del sistema de absorción.

A continuación se procederá a realizar el diseño dimensional del sistema de refrigeración, lo cual comprende el diseño del evaporador, del condensador, del absorbedor, del generador y del intercambiador.

5.2 DISEÑO DEL EVAPORADOR:

El evaporador es el componente del sistema que nos va a proporcionar una superficie de transferencia de calor entre el refrigerante en ebullición y el agua enfriada (ver figura 5.2). Existen muchos tipos de evaporadores, pero en este caso, en cuanto a su funcionamiento será de tipo atomizador.

En este tipo de evaporador, por medio de unas boquillas atomizadoras, el líquido refrigerante es rociado desde la parte superior del evaporador sobre los tubos horizontales por los que circula el agua enfriada.

Posteriormente, la evaporación del refrigerante ocurre a través de la pequeña película de refrigerante que moja a los tubos del evaporador.

Finalmente el refrigerante no evaporado es recolectado en una charola para después, por medio de un circuito de recirculado, ser vuelto a rociar en el evaporador.

Se debe mantener un rocío continuo de refrigerante para mantener constante la película líquida que envuelve a los tubos del evaporador.

Nusselt analizó el caso de la condensación de la película en un banco de tubos horizontales y sugirió una ecuación que también se puede aplicar en este caso, ya que la transferencia de calor de evaporación también se realiza a través de una película bajo condiciones análogas al caso de condensación. La ecuación es la siguiente:

$$* h = 0.725 \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_g) k^3 g h_{fg}}{D \mu_f (T_o - T_{sat})} \right]^{1/4}$$

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, P 454

Las propiedades se calculan a la temperatura de saturación.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos del evaporador, Dittus y Boelter recomiendan usar para condiciones de flujo turbulento la siguiente relación.

$$^{**}Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

En la ecuación anterior las propiedades se evalúan a la temperatura promedio del fluido.

El flujo de calor a través del evaporador es: (capacidad de refrigeración)

$$Q_E = 17.58 \text{ Kw (1000 BTU / min)}$$

El flujo de refrigerante a través del evaporador es:

$$\overset{o}{m}_1 = \frac{Q_E}{h_4 - h_3}$$

$$\overset{o}{m}_1 = \frac{17.58 \text{ Kw}}{(2512.5 - 258.15) \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}} * \frac{60 \text{ seg}}{\text{min}}$$

$$\overset{o}{m}_1 = 0.467 \text{ Kg/min (1.031 lb/min)}$$

La temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador será 7.22°C y estará en condiciones de líquido saturado. La temperatura del refrigerante a la salida del evaporador será de 7.22°C y estará en condiciones de vapor saturado.

** Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, P 256

Se calcula el gasto de agua enfriada a través del evaporador:

$$\dot{m}_E = \frac{Q_E}{cp(T_{C1} - T_{C2})}$$

$$\bar{T}_C = \frac{14.44 + 10}{2} = 12.22^\circ\text{C} (54^\circ\text{F})$$

$$\dot{m}_E = \frac{17.58}{4.191(14.44 - 10)} \times 60$$

$$^*Cp = 4.191 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_E = 56.68 \text{ kg/min}$$

$$\rho_a = 998.9 \text{ kg/m}^3$$

Conociendo la densidad del agua enfriada, conocemos su gasto a través del evaporador

$$\dot{m} = \rho AV = \rho \times (\text{gasto volumétrico})$$

$$\frac{\dot{m}}{\rho} = \text{gasto volumétrico (Vc)}$$

$$Vc = \frac{56.68}{998.9} = 0.05674 \text{ m}^3/\text{min} \quad (3.404 \text{ m}^3/\text{Hr})$$

La temperatura del agua enfriada a la entrada del evaporador será de 14.44°C

La temperatura del agua enfriada a la salida del evaporador será de 10°C

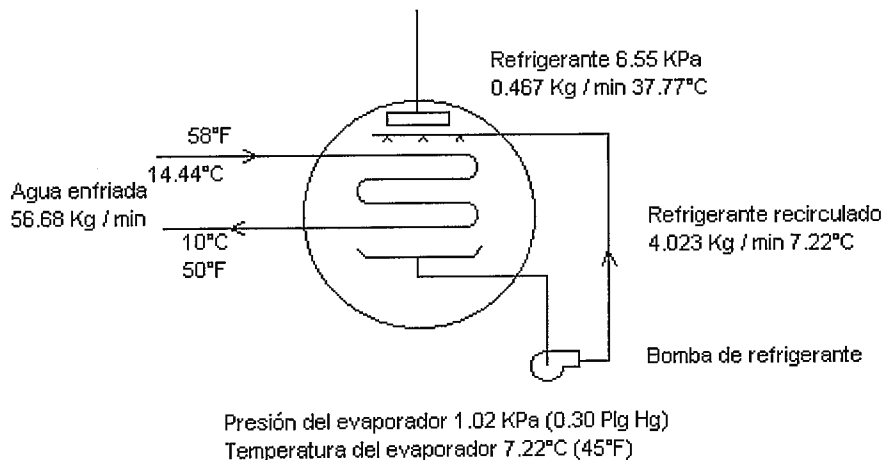


Fig. 5.2

El tamaño de los tubos de un intercambiador es muy importante e influye en el régimen de transferencia de calor y en la caída de presión a través del intercambiador. Entre mayor sea el diámetro de tubo, la caída de presión será menor pero también será menor la transferencia de calor. Y entre menor sea el diámetro del tubo, la transferencia de calor aumentará y también la caída de presión. De esta forma es conveniente utilizar un diámetro de tubo que resuelva satisfactoriamente las dos consideraciones.

La velocidad de flujo del agua dentro de los tubos, depende de las consideraciones de transferencia, de incrustación, de corrosión, de erosión, y de caída de presión que se quieran cumplir. Mientras más alta sea la velocidad habrá más transferencia de calor pero también más erosión y caída de presión. En cambio, entre más baja sea la velocidad habrá más acumulaciones, más corrosión y menos transferencia de calor. Por lo general las velocidades de flujo a través de tubos van de (0.61 a 1.83 mps) dependiendo del diámetro del tubo y de las condiciones que se requieran cumplir.

Tomando en cuenta todo lo anterior, se ha elegido para el evaporador el siguiente tipo de tubo con una velocidad tal que nos produzca un número de Reynolds igual a 11000.

Tubo de cobre de 0.016 m (5/8 de plg), tipo K.

$Do = 0.750 \text{ plg } (0.01905 \text{ m})$	$Ao = 5.985 \times 10^{-2} \text{ m}^2 / \text{m}$
$Di = 0.652 \text{ plg } (16.561 \times 10^{-3} \text{ m})$	$Ai = 5.203 \times 10^{-2} \text{ m}^2 / \text{m}$
$e = 0.049 \text{ plg } (1.245 \times 10^{-3} \text{ m})$	$at = 2.154 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, P 600, Tabla A - 9

* Rase F. Howard "Diseño de tuberías para plantas de proceso", Ed Blume, Tabla 3.23, Pg 75

El número de pasos de tubos en un intercambiador de calor es función de la longitud máxima permisible del intercambiador y de la eficiencia térmica que se requiera. En el evaporador se tendrán dos pasos de tubos.

Una vez definido el diámetro del tubo, la velocidad de flujo y el número de pasos, se iniciará el cálculo del evaporador.

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo, las propiedades del agua enfriada se evalúan a su temperatura promedio.

$$^*\bar{T}_c = 12.22^\circ\text{C} (54^\circ\text{F}) \quad \text{Pr} = 8.8$$

$$\rho = 998.9 \text{ Kg / m}^3 \quad \mu = 1.23 \times 10^{-3} \text{ Kg / m sg} \quad K = 0.588 \text{ W / m }^\circ\text{C}$$

Calculando la velocidad de flujo:

$$V = \frac{\mu \text{Re}}{D_i \rho}$$

$$V = \frac{1.23 \times 10^{-3} (11000)}{16.56 \times 10^{-3} (998.9)} = 0.818 \text{ m / sg}$$

Calculando el número de tubos del evaporador se obtiene:

$$N_t = \frac{V_c N_p}{V a_t}$$

$$N_t = \frac{56.74 \times 10^{-3} (2)}{0.818 \times 60 \times 2.154 \times 10^{-4}}$$

$$N_t = 10.73 \approx 12 \text{ tubos}$$

Por lo tanto el evaporador tendrá 12 tubos, es decir 6 tubos para cada caso.

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. McGraw-Hill, México 1989, P 600, Tabla A - 9

Recalculando la velocidad de flujo:

$$V = \frac{V_c N_p}{N_i a_i}$$

$$V = \frac{(56.74 \times 10^{-3} / 60)^2}{12(2.154 \times 10^{-4})} = 0.732 \text{ m/s}$$

Recalculando el número de Reynolds:

$$Re = \frac{VD_i \rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{0.732(16.561 \times 10^{-3})(998.9)}{1.23 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 9845$$

se calcula el número de Nusselt, utilizando la ecuación siguiente:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

$$Nu = 0.023(9845)^{0.8}(8.8)^{0.3}$$

$$Nu = 69.126$$

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo será:

$$h_i = \frac{NuK}{D_i}$$

$$h_i = \frac{69.126(0.588)}{16.561 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = 2454.326 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Por lo tanto, la resistencia térmica en el interior del tubo por unidad de longitud será:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_i = \frac{1}{2454.326(5.201 \times 10^{-2})} = 7.834 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

La resistencia térmica del tubo por unidad de longitud será:

$$R_t = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi K_t L}$$

$$R_t = \frac{\ln(19.05 \times 10^{-3}/16.561 \times 10^{-3})}{2\pi(386.04)1} = 5.772 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

La conductividad térmica del cobre (K_t) se evaluó a la temperatura promedio entre la temperatura del agua enfriada y la temperatura de saturación del vapor.

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo, se deben evaluar las propiedades del agua y del vapor a la temperatura de saturación.

$$T_{\text{sat}} = 7.22^\circ\text{C} (45^\circ\text{F})$$

$$* \rho_f = 999.5 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$h_{fg} = 2481.59 \text{ Kj}/\text{Kg}$$

$$\rho_g = 7.868 \times 10^{-3} \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$K_f = 0.580 \text{ W}/\text{m}^\circ\text{C}$$

$$g = 9.80 \text{ m}/\text{sg}^2$$

$$\mu_f = 1.43 \times 10^{-3} \text{ Kg}/\text{m.sg}$$

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, P 600, Tabla A – 9 y Tablas de Vapor de agua

El coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo será:

$$h_o = 0.725 \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_g) K_f^3 g h_{fg}}{D_o \mu_f (T_w - T_{sat})} \right]^{1/4}$$

$$h_o = 0.725 \left[\frac{999.5(999.5 - 7.868 \times 10^{-3})(0.580)^3 (9.80)(2481.59 \times 10^3)}{0.01905(1.43 \times 10^{-3})(T_o - 7.22)} \right]^{1/4}$$

$$h_o = 14807.47 (T_o - 7.22)^{-1/4} \text{ W/m}^2\text{°C}$$

La resistencia térmica en el exterior del tubo por unidad de longitud será:

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$R_o = \frac{1}{14807.47 (T_o - 7.22)^{-1/4} (5.985 \times 10^{-2})}$$

$$R_o = 1.13 \times 10^{-3} (T_o - 7.22)^{1/4} \text{ °C/W}$$

La temperatura en el tubo dependerá de un balance de energía en un tramo unitario de tubo, por lo tanto se plantea la siguiente ecuación:

$$\frac{T_w - 7.22}{R_o} = \frac{T_i - T_w}{R_T} = \frac{12.22 - T_i}{R_i}$$

$$\frac{(T_w - 7.22)^{3/4}}{1.13 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - T_w}{5.772 \times 10^{-5}} = \frac{12.22 - T_i}{7.834 \times 10^{-3}}$$

Por iteraciones se resuelve que:

$$T_w = 7.60$$

Por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo será:

$$h_o = 14807.47 (7.60 - 7.22)^{-1/4}$$

$$h_o = 18859.71 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Finalmente el coeficiente global de transferencia del evaporador será igual a:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o \ln(R_o / R_i)}{2\pi KL} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{25978.290} + \frac{5.985 \times 10^{-2} \ln(0.01905 / 16.561 \times 10^{-3})}{2\pi(386.040) \times 1} + \frac{5.985 \times 10^{-2}}{5.20 \times 10^{-2}} \frac{1}{2454.33}}$$

$$U_o = 1903.53 \text{..} W / m^2 \text{ } ^\circ C$$

Se considerará que el evaporador tendrá un factor de incrustación (factor de seguridad) de:

$$^*R_f = 0.00009 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ C / W$$

Por lo tanto el coeficiente global de transferencia modificado será igual a:

$$U = \left[(1/U_o) + R_f \right]^{-1}$$

$$U = \left[(1/1957.673) + 0.00009 \right]^{-1}$$

$$U = 1625.12 \text{..} W / m^2 \text{ } ^\circ C$$

Por lo tanto, la diferencia de temperatura logarítmica media del evaporador será igual a:

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{\ln \left(\frac{T_{C1} - T_{SAT}}{T_{C2} - T_{SAT}} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{14.44 - 10}{\ln \left(\frac{14.44 - 7.22}{10 - 7.22} \right)} = 4.65 \text{ } ^\circ C$$

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, y Tabla 10 – 2, Pg 490

Además, el área total exterior de transferencia de calor en el evaporador, será de:

$$A = \frac{Q_E}{U \Delta T_{LM}}$$

$$A = \frac{17.58 \times 10^3}{1625.12(4.65)} = 2.32 m^2$$

Finalmente la longitud mínima requerida en los tubos del evaporador será:

$$L_{min} = \frac{A}{\pi D N_i}$$

$$L_{min} = \frac{2.32}{\pi(0.01905)12}$$

$$L_{min} = 3.23 m$$

Para calcular la caída de presión del agua enfriada al circular a través de los tubos del evaporador, se utilizará la ecuación de Darcy Weisbach:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2g}$$

Para tubería de cobre se tiene una rugosidad absoluta de:

$$* \varepsilon = 0.001 mm$$

Por lo que la rugosidad relativa será de:

$$K = \frac{\varepsilon}{D_i}$$

* Mataix Claudio “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas”, Ed Harla, México 1982, P 219

$$K = \frac{0.001}{16.561} = 0.00006$$

El número de Reynolds es de:

$$Re = 9.8 \times 10^3$$

Del diagrama de Moody se obtiene el coeficiente de fricción de la tubería:

$$f \cong 0.031$$

$$\Delta P_p = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2g}$$

$$\Delta P_p = 0.031 \left(\frac{3.23 \times 12}{16.561 \times 10^{-3}} \right) \frac{998.9(0.732)^2}{2(9.8)}$$

$$\Delta P_p = 1981.28 \text{ N/m}^2$$

La caída de presión debido a la entrada y salida de los tubos del evaporador será:

Donde el coeficiente de pérdidas secundarias será igual a:

Entrada de bordes afilados $K = 0.5$

Perdida a la salida (borde afilado, proyección, redondo) $K = 1.0$

$$K_T = 0.5 + 1.0 + 0.5 + 1.0$$

$$K_T = 3.0$$

$$\Delta P_s = \frac{3.0(998.9)(0.732)^2}{2(9.8)}$$

$$\Delta P_s = 81.92 \text{ N/m}^2$$

Finalmente la caída de presión total a través del absorbedor será:

$$\begin{aligned}\Delta P &= \Delta P_p + \Delta P_s \\ \Delta P &= 1981.28 + 81.92 \\ \Delta P &= 2063.20 \text{ N/m}^2 \cdot (0.21 \cdot mH_2O)\end{aligned}$$

Esta caída de presión es aceptable, lo cual indica que el diseño es correcto.

En la figura 2 del anexo se muestra el diseño definitivo del evaporador.

El flujo de refrigerante recirculado a través de la bomba del evaporador, será igual a 9 veces el flujo de refrigerante sobre los tubos del evaporador. De tal forma que sólo el 10% del refrigerante rociado se evaporará y pasará al absorbedor y el otro 90% de refrigerante escurrirá al depósito del evaporador para volver a ser rociado. Por lo tanto el flujo de refrigerante recirculado será de:

$$\dot{m}_{rr} = 9(0.467 \text{ Kg / min})$$

$$\dot{m}_{rr} = 4.203 \text{ Kg / min (9.279 lb / min)}$$

El diámetro interior de la tubería del sistema de recirculación del evaporador será de 0.0254 m (1 plg). Por consiguiente la velocidad de flujo deberá ser de:

$$\begin{aligned}V &= \frac{\dot{m}_{rr}}{\rho A} \\ V &= \frac{4.203/60}{1000 \times \frac{\pi}{4} (0.0254)^2} = 13.82 \times 10^{-2} \text{ m/sg}\end{aligned}$$

El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{13.82 \times 10^{-2} (0.0254) 1000}{1.43 \times 10^{-3}} = 2.454 \times 10^3$$

La tubería es de acero con una rugosidad relativa de:

$$K = 0.002$$

Del diagrama de Moody * se obtiene que el coeficiente de fricción de la tubería es de:

$$f \cong 0.05$$

La longitud de la tubería es de 3.66 m (12 pies), por lo tanto, las pérdidas primarias serán igual a:

$$H_{LP} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{LP} = 0.05 \left(\frac{3.66}{0.0254} \right) \left(\frac{(13.82 \times 10^{-2})^2}{2(9.8)} \right) = 7.021 \times 10^{-3} m$$

Las pérdidas secundarias consisten en 4 codos y 1 entrada:

$$K = 4(0.8) + 0.5 = 3.5$$

$$H_{LS} = k \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{LS} = \frac{3.5(13.82 \times 10^{-2})^2}{2(9.8)} = 3.41 \times 10^{-3} m$$

• * Mataix Claudio “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas”, Ed Harla, México 1982, P 219

Por lo tanto:

$$H_L = 7.021 \times 10^{-3} + 3.410 \times 10^{-3}$$

$$H_L = 10.431 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La presión en el punto 8 será igual a $P_8 = 6.55 \text{ Kpa}$

La presión en el punto 1 será igual a $P_1 = 1.02 \text{ Kpa}$

La diferencia de altura entre el punto 1 y 8 será de 1.0 m

Finalmente el planteamiento de la ecuación de Bernoulli es:

$$\begin{aligned} (P_8 / \rho g) + (V_7^2 / 2g) + Z_7 &= (P_1 / \rho g) + (V_2^2 / 2g) + Z_2 + H_L - H_B \\ \left(\frac{6.55 \times 10^3}{1000 \times 9.8} \right) + 0 + 0 &= \left(\frac{1.02 \times 10^3}{1000 \times 9.8} \right) + \left(\frac{(13.82 \times 10^{-3})^2}{2 \times 9.8} \right) + 1.0 + 10.43 \times 10^{-3} - H_B \\ H_B &= 0.45 \text{ m} \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} P_{OT} &= \frac{Q \rho g H_B}{\eta} \\ P_{OT} &= \frac{(13.82 \times 10^{-2})(5.067 \times 10^{-4})(1000)(9.8)(0.45)}{0.75} \\ P_{OT} &= 0.41 \text{ Watt} \cdot (5.52 \times 10^{-4} \text{ HP}) \end{aligned}$$

En consecuencia, para satisfacer las necesidades de recirculación se necesitará una bomba del evaporador de 1/12 de HP.

5.3 DISEÑO DEL CONDENSADOR

El condensador es el elemento del sistema que va a proporcionar la superficie de transferencia de calor necesaria entre el refrigerante en condensación y el agua de enfriamiento. El condensador será de tipo carcasa y tubos en el cual el agua de enfriamiento circulará por los tubos y el vapor refrigerante fluirá libremente por la carcasa (ver figura 5.3).

En éste tipo de condensador, la transferencia de calor entre el refrigerante y los tubos condensantes, se realiza a través de una película líquida formada por la constante condensación del vapor circundante. Al mismo tiempo, ocurre un constante escurrimiento del líquido recién condensado, el cual será colectado en una charola para posteriormente ser conducido por gravedad y diferencia de presión al evaporador.

Nusselt analizó la condensación de la película en un banco de tubos horizontales con N tubos alineados verticalmente y sugirió la siguiente ecuación:

$$* h = 0.725 \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_g) k^3 g h_{fg}}{ND \mu_f (T_o - T_{sat})} \right]^{1/4}$$

Las propiedades se calculan a la temperatura de saturación.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos del condensador, utilizaremos la relación de Dittus y Boelter:

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. CECSA, México 1989, P 454

$$*Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura promedio del fluido.

El flujo refrigerante a través del condensador es:

$$m_r = 0.467 \text{ Kg / min } (1.031 \text{ lb / min})$$

La temperatura del refrigerante a la entrada del condensador será de 82.22°C y estará en condiciones de vapor sobrecalentado.

La temperatura del refrigerante a la salida del condensador será de 37.77°C y estará en condiciones del líquido saturado.

El flujo de calor a través del condensador es:

$$Q_C = m_r (h_7 - h_8)$$

$$Q_C = 0.467(2652 - 258.15)$$

$$Q_C = 1117.93 \text{ Kj / min } (18.63 \text{ Kw})$$

El flujo de agua de enfriamiento a través del condensador es:

$$m_h = \frac{Q_C}{cp(T_{enf.sal} - T_{enf.ent})}$$

$$m_h = \frac{18.63}{4.174(36.66 - 29.44)}$$

$$m_h = 0.618 \text{ Kg / sg } (18.63 \text{ Kw})$$

$$\bar{T}_{prom} = \frac{T_{enf.ent} + T_{enf.sal}}{2}$$

$$\bar{T}_{prom} = \frac{29.44 + 36.66}{2} = 33.05^\circ\text{C } (91.5^\circ\text{F})$$

$$**cp = 4.174 \text{ Kj / Kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 994.6 \text{ Kg / m}^3$$

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, P 256

** Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, P 600 Tabla A - 9

Conociendo la densidad del agua de enfriamiento su gasto a través del condensador será:

$$V_h = \frac{m_h}{\rho} \quad V_h = \frac{37.08}{994.6} = 37.28 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min} \quad (2.24 \text{ m}^3 / h_r)$$

La temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del condensador será de 29.44°C

La temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador será de 36.66°C

En la figura 5.3 se muestran todos los flujos a través del condensador.

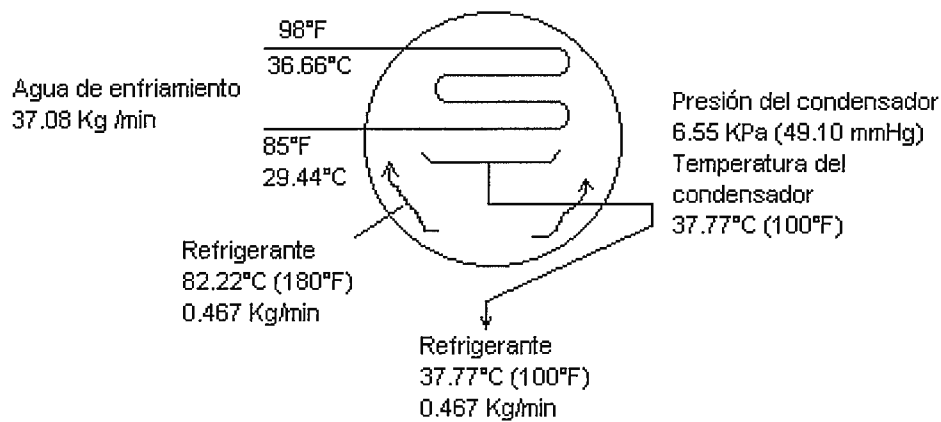


Figura 5.3

Para el condensador se utilizará el siguiente tipo de tubo:

Tubo de cobre de 0.016 m (3/8 plg) tipo K.

$$D_o = 0.01905 \text{ m (0.750 plg)}$$

$$A_o = 5.985 \times 10^{-2} \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$D_i = 16.561 \times 10^{-3} \text{ m (0.652 plg)}$$

$$A_i = 5.201 \times 10^{-2} \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$e = 1.245 \times 10^{-3} \text{ m (0.049 plg)}$$

$$a_t = 2.154 \times 10^{-4} \text{ m}$$

La velocidad de flujo del agua de enfriamiento será tal que produzca un número de Reynolds igual a 12000.

El condensador será de un solo paso de tubos.

Una vez definido el diámetro del tubo, la velocidad de flujo y el número de pasos, se iniciará el cálculo del condensador.

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo, las propiedades del agua de enfriamiento se evalúan a su temperatura promedio:

$$\bar{T}_{prom} = 33.05^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 994.6 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$\text{Pr} = 5.03$$

$$\mu = 7.52 \times 10^{-4} \text{ Kg} / \text{m.sg}$$

$$K = 0.624 \text{ W} / \text{m}^{\circ}\text{C}$$

La velocidad de flujo será:

$$V = (\mu \text{Re}) / (D_i \rho)$$

$$V = \frac{(7.52 \times 10^{-4})(12000)}{16.561 \times 10^{-3}(994.6)} = 0.548 \text{ m/s}$$

El número de tubos del condensador será:

$$N_t = (V_h N_p) / (V a_t)$$

$$N_t = \frac{(37.28 \times 10^{-3} \times 1)}{(0.548 \times 60)(2.154 \times 10^{-4})} = 5.26 \text{ Tubos}$$

Por lo tanto el condensador, por motivos de simetría en la formación del intercambiador de calor se seleccionarán 12 tubos.

Recalculando la velocidad de flujo:

$$V = (V_h N_p) / (N_t a_t)$$

$$V = \frac{(37.28 \times 10^{-3})1}{(12)(2.154 \times 10^{-4})} = 14.42 \text{ m/min } (0.240 \text{ m/s})$$

Recalculando el número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{VDi\rho}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{0.240 (16.561 \times 10^{-3})994.6}{7.52 \times 10^{-4}} = 5256.88$$

El número de Nusselt utilizando la ecuación correspondiente a flujo turbulento dentro de tubos es:

$$\text{Nu} = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.4}$$

$$\text{Nu} = 0.023 (5256.88)^{0.8} (5.03)^{0.4} = 41.58$$

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo será:

$$h_i = \text{Nu} K / D_i$$

$$h_i = \frac{41.58(0.624)}{16.561 \times 10^{-3}} = 1566.68 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

La resistencia térmica de la pared del tubo por unidad de longitud es:

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

$$R_i = \frac{1}{1566.68(5.201 \times 10^{-3})} = 32.27 \times 10^{-2} \text{ °C/W}$$

La resistencia térmica de la pared del tubo por unidad de longitud es:

$$R_t = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi K_t L}$$

$$R_t = \frac{\ln(19.05 \times 10^{-3} - 3/16.561 \times 10^{-3})}{2\pi(383.5)1} = 5.81 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

La conductividad térmica del cobre (Kt) se evalúa a la temperatura promedio entre la temperatura del agua de enfriamiento y la temperatura de saturación.

$$T = \left(\frac{33.05 + 37.77}{2} = 35.41^\circ\text{C} \right)$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo, se evaluarán las propiedades del agua y del vapor a la temperatura de saturación:

$$T_{sat} = 37.77^\circ\text{C} \quad (100^\circ\text{F})$$

$$\begin{array}{lll} * \rho_g = 4.577 \times 10^{-2} \text{ Kg}/\text{m}^3 & K_f = 0.630 \text{ W}/\text{m}^\circ\text{C} & g = 9.8 \text{ m}/\text{sg}^2 \\ h_{fg} = 2409.34 \text{ Kj}/\text{Kg} & \mu_f = 6.82 \times 10^{-4} \text{ Kg}/\text{msg} & \rho_f = 993 \text{ Kg}/\text{m}^3 \end{array}$$

El coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo será:

$$h_o = 0.725 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g) k_f^3 g h_{fg}}{ND_o \mu_f (T_{sat} - T_o)} \right]^{1/4}$$

donde N es el número de tubos apilados verticalmente, en este caso N=3

$$h_o = 0.725 \left[\frac{993(993 - 4.577 \times 10^{-2})(0.630)^3 (9.8)(2409 \times 10^3)}{3(0.01905)(6.82 \times 10^{-4})(T_{sat} - T_o)} \right]^{1/4}$$

$$h_o = 14252.59(37.77 - T_o)^{-1/4} \text{ W}/\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, P 600, Tabla A - 9

La resistencia térmica en el exterior del tubo por unidad de longitud es:

$$Ro = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$Ro = \frac{1}{14252.59(37.77 - T_o)^{-1/4} (5.985 \times 10^{-2})}$$

$$Ro = 1.17 \times 10^{-3} (37.77 - T_o)^{1/4} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

La temperatura en el tubo dependerá de un balance de energía en un tramo unitario de tubo, por lo tanto se plantea la siguiente ecuación:

$$\frac{37.77 - T_w}{Ro} = \frac{T_w - T_i}{R_t} = \frac{T_i - 33.05}{R_i}$$

$$\frac{(37.77 - T_w)^{3/4}}{1.17 \times 10^{-3}} = \frac{T_w - T_i}{5.81 \times 10^{-5}} = \frac{T_i - 33.05}{12.27 \times 10^{-2}}$$

por iteraciones resolvemos que:

$$T_w = 37.73$$

Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo será:

$$h_o = 14252.59 (37.77 - 37.73)^{-1/4}$$

$$h_o = 31869.76 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Finalmente el coeficiente global de transferencia del condensador será igual a:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o \ln(R_o / R_i)}{2\pi KL} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{31869.76} + \frac{5.985 \times 10^{-2} \ln(0.01905/16.561 \times 10^{-3})}{2\pi(383.5) \times 1} + \frac{5.985 \times 10^{-2}}{5.201 \times 10^{-2}} \frac{1}{2727.95}}$$

$$U_o = \frac{1}{3.137 \times 10^{-5} + 3.477 \times 10^{-6} + 4.218 \times 10^{-4}}$$

$$U_o = 2189.67 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Asumiendo que el condensador tendrá un factor de incrustación (factor de seguridad) de:

$$R_f = 0.00009$$

Por lo tanto el coeficiente global de transferencia modificado será igual a:

$$U = \left[(1/U_o) + R_f \right]^{-1}$$

$$U = \left[(1/2189.67) + 0.00009 \right]^{-1}$$

$$U = 1829.19 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Por otro lado, la diferencia de temperatura logarítmica media del condensador será igual a:

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{enf.sal} - T_{enf.ent}}{\ln \left(\frac{T_{sat} - T_{enf.ent}}{T_{sat} - T_{enf.sal}} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{36.66 - 29.44}{\ln \left(\frac{37.77 - 29.44}{37.77 - 36.66} \right)} \cong 4.0^\circ\text{C}$$

Además, el área total exterior de transferencia de calor en el condensador será de:

$$A = \frac{Q_c}{U \Delta T_{lm}}$$

$$A = \frac{18.63 \times 10^3}{1829.19(4.0)} = 2.54 \text{ m}^2$$

Finalmente la longitud mínima requerida en los tubos del condensador será:

$$L_{min} = \frac{A}{\pi D_o N_t}$$

$$L_{min} = \frac{2.54}{\pi (0.01905)^{12}}$$

$$L_{min} = 3.54 \text{ m}$$

En la figura 2 del anexo se muestra el diseño definitivo del condensador.

Ahora se evaluará la caída de presión del agua de enfriamiento al circular a través de los tubos del condensador.

Para tubería de cobre la rugosidad absoluta será de:

$$\varepsilon^* = 0.001 \text{ mm}$$

Por lo que la rugosidad relativa será:

$$K = \frac{\varepsilon}{D}$$

$$K = \frac{0.001}{16.561} = 0.00006$$

El número de Reynolds es de:

$$Re \cong 5.3 \times 10^3$$

Del diagrama de Moody el coeficiente de fricción de la tubería es:

$$f \cong 0.037$$

* Mataix Claudio "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas", Ed Harla, México 1982, P 219

Por lo tanto, la caída de presión a través de los tubos del condensador será de:

$$\Delta P_1 = f \frac{L}{D_i} \frac{\rho V^2}{2g}$$

$$\Delta P_1 = 0.037 \left(\frac{3.54 \times 12}{16.561 \times 10^{-3}} \right) \frac{994.6(0.240)^2}{2(9.8)}$$

$$\Delta P_1 = 227.40 \text{ N/m}^2$$

La caída de presión debido a la entrada y salida de los tubos del condensador será:

$$\Delta P = \frac{K \rho V^2}{2g}$$

donde K es el coeficiente de pérdidas secundarias y será igual a:

$$K = 0.5 + 1.0$$

$$K = 1.5$$

$$\Delta P_2 = \frac{1.5(994.6)(0.240)^2}{2(9.8)}$$

$$\Delta P_2 = 4.4 \text{ N/m}^2$$

Finalmente la caída de presión total a través del absorbedor será:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

$$\Delta P = 277.70 + 4.4$$

$$\Delta P = 281.8 \text{ N/m}^2 \quad (0.028 \text{ mH}_2\text{O})$$

5.4 DISEÑO DEL ABSORBEDOR:

El absorbedor es la parte del sistema donde la solución concentrada proveniente del generador, absorberá al vapor de agua proveniente del evaporador. Existen muchos tipos de absorbedores, pero en este caso, en cuanto a su tipo será de carcaza y tubo y en cuanto a funcionamiento será de tipo atomizador (ver figura 5.4)

En este tipo de absorbedor, la solución absorbente es rociada sobre los tubos horizontales alrededor de los cuales fluye libremente vapor refrigerante.

El vapor refrigerante es absorbido por la solución absorbente al mismo tiempo que la solución diluida rica en refrigerante, se condensa al ceder su calor a los tubos condensantes del absorbedor. Posteriormente la solución diluida que abandona el absorbedor circulará a través de la bomba de solución para después dividirse en dos corrientes. Una corriente circulará hacia el intercambiador de calor y la otra corriente se mezclará con la solución concentrada procedente del generador dando lugar a una solución de concentración intermedia. Esta solución finalmente será rociada en el absorbedor cerrando así el circuito de recirculación.

La transferencia de calor entre el vapor de la solución diluida y los tubos condensantes, se realiza a través de una película líquida que se forma por la condensación del vapor circundante. Al mismo tiempo ocurre un constante escurrimiento del líquido recién condensado el cual será colectado en la parte inferior de la carcaza.

En la figura 5.4 establecemos un diagrama de flujo correspondiente al sistema del absorbedor. El flujo 1 representa al vapor refrigerante a la entrada del absorbedor. El flujo 2 representa a la solución diluida a la salida del absorbedor. El flujo 3 representa la solución diluida a la entrada del intercambiador de calor.

El flujo 6 representa a la solución concentrada a la salida del intercambiador de calor. El flujo 10 representa a la solución diluida recirculada. Finalmente el flujo 11 representa a la solución de concentración intermedia producto de la mezcla de los flujos 6 y 10.

Haciendo un balance de masa y concentración en el absorbedor para poder calcular todos los flujos en el absorbedor, se obtiene:

$$m_1 + m_{11} = m_2$$

$$m_2 x_2 = m_{11} x_{11}$$

De la combinación de estas ecuaciones resulta:

$$m_{11} = \frac{m_1 x_2}{x_{11} x_2} = \frac{0.467(0.56)}{0.58 - 0.56} = 13.076 \text{ Kg / min } (28.868 \text{ lb / min})$$

Realizando un balance de masa y concentración se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{m_5}{m_4} = \frac{x_4 - x_7}{x_5 - x_7}, \quad \frac{m_7}{m_4} = \frac{x_4 - x_5}{x_7 - x_5}$$

Resultando los valores siguientes:

$$m_1 = m_7 = m_8 = m_9 = 0.467 \text{ Kg / min } (1.031 \text{ lb / min})$$

$$m_3 = m_4 = 7.005 \text{ Kg / min } (15.465 \text{ lb / min})$$

$$m_5 = m_6 = m_{10} = 6.538 \text{ Kg / min } (14.434 \text{ lb / min})$$

$$x_2 = 0.56$$

$$x_{11} = 0.58$$

$$x_6 = 0.60$$

Sustituyendo los valores en la ecuación de balance de masa para encontrar m_2 :

$$m_2 = m_1 + m_{11}$$

$$m_2 = 0.467 + 13.076$$

$$m_2 = 13.543 \text{ Kg / min (29.899 lb / min)}$$

Para calcular m_{10} debe efectuarse un balance de masa en la primera derivación después de la bomba del absorbedor:

$$m_{10} = m_2 - m_3$$

$$m_{10} = 13.543 - 7.005$$

$$m_{10} = 6.538 \text{ Kg / min (14.434 lb / min)}$$

Ahora se encontrarán las entalpías de los nuevos puntos. Conociendo:

$$h_1 = 2512.5 \text{ Kj / Kg (1081.1 BTU / lb)}$$

$$h_2 = -169.65 \text{ Kj / Kg (-73.0 BTU / lb)}$$

$$h_6 = -1555.71 \text{ Kj / Kg (-67.0 BTU / lb)}$$

$$\text{donde } h_{10} = h_2 = h_3$$

Para obtener h_{11} es necesario hacer un balance de energía en la segunda derivación después de la bomba de solución.

$$m_{11} h_{11} = m_6 h_6 + m_{10} h_{10}$$

$$h_{11} = \frac{m_6 h_6 + m_{10} h_{10}}{m_{11}}$$

$$h_{11} = \frac{6.538(-155.71) + 6.538(-169.65)}{13.076}$$

$$h_{11} = -162.68 \text{ Kj / Kg (-69.94 BTU / lb)}$$

De la figura 2 del anexo se puede encontrar que la temperatura en el punto 11 es:

$$T_{11} = 38.88^{\circ}\text{C} (102^{\circ}\text{F})$$

Las propiedades de los flujos en el absorbedor se resumen en la siguiente tabla:

Punto	Temperatura °C (°F)	Concentración %	Entalpía KJ/Kg (BTU/lb)	Flujo Másico Kg/min (lb/min)
1	7.22 (45.0)	0.0	2512.5 (1081.1)	0.467 (1.031)
2	36.60 (98.0)	0.56	-169.65 (-73.0)	13.543 (29.899)
3	36.60(98.00)	0.56	-169.65 (-73.0)	7.005 (15.465)
6	42.22(108)	0.60	-155.71 (-67.0)	6.538 (14.434)
10	36.60(98.0)	0.56	-169.65 (-73.0)	6.538 (14.534)
11	38.88(120)	0.58	-162.68 (-69.74)	13.076 (28.868)

Como la condensación del refrigerante ocurre a través de una pequeña película de líquido refrigerante recién condensado que moja a los tubos del absorbedor, se aplicará la expresión de Nusselt para el caso de condensación de película.

$$h = 0.725 \left[\frac{\rho_f^2 K_f^3 g h_{fg}}{\mu_f \eta d (T_g - T_w)} \right]^{1/4}$$

Las propiedades se calculan a la temperatura de saturación. Para el cálculo del coeficiente de convección dentro de los tubos del absorbedor, por los cuales circula agua de enfriamiento en flujo turbulento, usaremos la ecuación de Dittus – Boelter.

$$N_{ud} = 0.023 R_{ed}^{0.8} Pr^{0.4}$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura promedio del fluido.

El flujo de calor a través del absorbedor, es igual a:

$$Q_A = m_1 h_1 + m_{11} h_{11} - m_2 h_2$$

$$Q_A = 0.467(2512.5) + 13.076(-162.68) - 13.543(-169.65)$$

$$Q_A = 1343.70 \text{ Kj / min } (1273 \text{ BTU / min})$$

Para poder determinar el flujo de agua de enfriamiento a través del absorbedor es necesario calcular la temperatura promedio del agua $\bar{T}_a$: la temperatura del agua de enfriamiento T_{a1} a la entrada del absorbedor es de 29.44°C (85°F). La temperatura del agua de enfriamiento T_{a2} a la salida del absorbedor es de 36.67°C (98°F).

Entonces:

$$\bar{T}_a = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$\bar{T}_a = \frac{29.44 + 36.67}{2} = 33.05^\circ\text{C} \quad (91.5^\circ\text{F})$$

$$\dot{m}_a = \frac{Q_A}{cp(T_{a2} - T_{a1})}; \quad \text{con: } cp = 4.174 \text{ Kj / Kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 994.6 \text{ Kg / m}^3$$

$$\dot{m}_a = \frac{1343.70}{4.174(36.67 - 29.44)}$$

$$\dot{m}_a = 44.53 \text{ Kg / min } (98.18 \text{ Lb / min})$$

El gasto de agua a través del absorbedor es:

$$\dot{V}_a^o = \dot{m}_a^o v_a^o = \dot{m}_a^o (1/\rho_a^o)$$

$$\dot{V}_a^o = 44.53(1/994.6) = 0.045 \text{ m}^3/\text{min}$$

En la figura 5.4 se muestran todos los flujos a través del absorbedor.

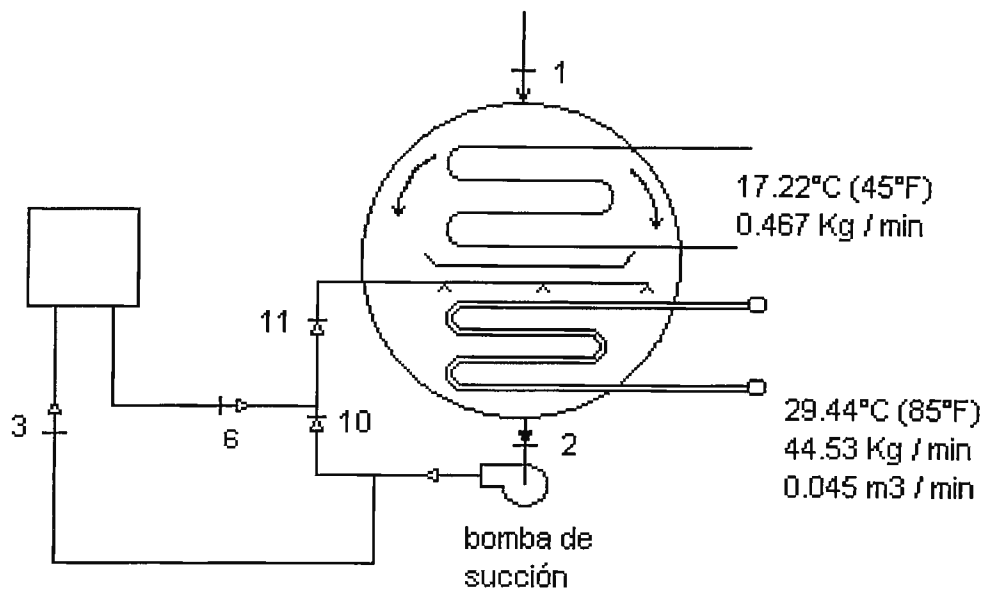


Fig. 5.4

Para el absorbedor se utiliza la siguiente clase de tubo:

Tubo de cobre con un diámetro de 19.05×10^{-3} m (5/8 plg) tipo K

$$D_o = 19.05 \times 10^{-3} \text{ m (0.750 plg)}$$

$$A_o = 5.985 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{m}$$

$$D_i = 16.56 \times 10^{-3} \text{ m (0.652 plg)}$$

$$A_i = 5.202 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{m}$$

$$e = 1.254 \times 10^{-3} \text{ m (0.049 plg)}$$

$$A_t = 2.154 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

La velocidad del fluido de enfriamiento será tal que nos produzca un número de Reynolds de 13000.

El absorbedor será de dos pasos de tubo y la longitud del intercambiador no deberá exceder de 4.0 m (157.6 plg).

Una vez definido el diámetro del tubo, la velocidad de flujo y el número de pasos se inicia el cálculo del absorbedor. Para evaluar el coeficiente de transferencia interior, se deben obtener las propiedades del agua de enfriamiento a su temperatura promedio:

$$\rho = 994.6 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$\mu = 7.52 \times 10^{-4} \text{ Kg} / \text{m sg}$$

$$\text{Pr} = 5.03$$

$$K = 0.624 \text{ Watt} / \text{m}^\circ\text{C}$$

La velocidad de flujo aproximada es:

$$V = \frac{\mu \text{ Re}}{D_i \rho}$$

$$V = \frac{(7.52 \times 10^{-4} \text{ Kg} / \text{m sg})(13000)}{(16.56 \times 10^{-3} \text{ m})(994.6 \text{ Kg} / \text{m}^3)}$$

$$V = 0.59 \text{ m} / \text{sg} \equiv 35.4 \text{ m} / \text{min}$$

El número de tubos del absorbedor es:

$$N_t = \frac{V_a N_p}{V_{at}}$$

$$N_t = \frac{(0.045 \text{ m}^3 / \text{min})(2)}{(35.4 \text{ m} / \text{min})(2.154 \times 10^{-4} \text{ m}^2)} = 11.80 \text{ aproximadamente a 12 tubos}$$

Por lo tanto, el condensador tendrá 12 tubos en dos pasos.

Recalculando la velocidad del flujo:

$$V = \frac{V_a Np}{Nt at}$$

$$V = \frac{(0.045 \text{ m}^3 / \text{min})(2)}{(12)(2.154 \times 10^{-4} \text{ m}^2)}$$

$$V = 34.82 \text{ m/min ó } 0.58 \text{ m/sg}$$

Recalculando el número de Reynolds:

$$Re = \frac{V Di \rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{(0.58 \text{ m/sg})(16.56 \times 10^{-3} \text{ m})(994.6 \text{ Kg/m}^3)}{7.52 \times 10^{-4} \text{ Kg/m sg}}$$

$$Re = 12,703.37$$

$$N_{ud} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$N_{ud} = 0.023 (12,703.37)^{0.8} (5.03)^{0.4}$$

$$N_{ud} = 84.23$$

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor en el intercambiador del tubo será:

$$hi = \frac{Nud K}{Di}$$

$$hi = \frac{(84.23)(0.624)}{16.56 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$hi = 3173.88 \text{ Watt/m}^2\text{°C}$$

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

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_i = \frac{1}{(3173.88) \frac{Watt}{m^2 \cdot ^\circ C} 5.202 \times 10^{-2} m^2}$$

$$R_i = 6.057 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C / Watt$$

La resistencia térmica en la pared del tubo por unidad de longitud es:

$$R_t = \frac{\ln(ro/ri)}{2\pi K_t L}$$

La conductividad térmica del cobre K_t se obtiene a la temperatura promedio entre la temperatura media del agua de enfriamiento y la temperatura de saturación.

Temperatura media del agua de enfriamiento $33.05^\circ C$ ($91.5^\circ F$)

Temperatura de saturación $36.66^\circ C$ ($98^\circ F$)

$$Temp_{prom} = \frac{33.05 + 36.66}{2}$$

$$Temp_{prom_{K_t}} = 34.85 \text{ } ^\circ C$$

$$K_t = 383.60 \text{ } W / m^\circ C$$

$$R_t = \frac{\ln(9.525 \times 10^{-3} / 8.28 \times 10^{-3})}{2\pi(383.60)(1)}$$

$$R_t = 5.81 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ C / W$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo, se deben evaluar las propiedades de la solución a la temperatura de saturación.

La entalpía de transformación se evalúa con la siguiente ecuación:

$$h_{fg} = \frac{QA}{m_2}$$

$$h_{fg} = \frac{1343.70 \text{ Kj} / \text{Kg}}{13543 \text{ Kg} / \text{min}}$$

$$h_{fg} = 99.22 \text{ Kj} / \text{Kg de solución}$$

La densidad relativa de la solución, se obtiene de la gráfica No. 3 del anexo:

$$\rho_r = 1.634$$

$$\rho_a = 993.77 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$\rho_{sol} = \rho_r \rho_a = (1.634)(993.77) = 1623.82 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

La viscosidad de la solución, la obtenemos de la relación de Morí – Otatake para soluciones líquido – sólido.

$$\frac{\mu}{\mu_a} = 1 + \frac{1.56\phi_s}{0.52 - \phi_s}$$

donde: $\phi_s = 1 + \frac{\rho_{sol}(x-1)}{\rho_a}$

calculando ϕ_s se tiene que:

$$\phi_s = 1 + \frac{1623.82}{993.77}(0.56 - 1)$$

$$\phi_s = 0.281$$

* Perry Robert H y Chilton Cecil H. “Manual del ingeniero Químico”, Ed McGraw-Hill, México 1983, Pg 3-308

Sustituyendo el valor encontrado de $\emptyset_s$ en la ecuación de Mori – Otatake:

$$\begin{aligned}\frac{\mu_s}{\mu_a} &= 1 + \frac{1.56(0.281)}{0.52 - 0.281} \\ \frac{\mu_s}{\mu_A} &= 2.834; \quad * \quad \mu_a = 6.987 \times 10^{-4} \text{ Kg / m s} \\ \mu_s &= 2.834 \mu_A \\ \mu_{sol} &= 1.98 \times 10^{-3} \text{ Kg / m s}\end{aligned}$$

La conductividad de la solución la obtenemos de la relación de Tareef para soluciones líquido – sólido, la cual es:

$$** \cdot K = K_a \frac{2K_a + K_B - 2\emptyset_s(K_a - K_B)}{2K_a + K_B + \emptyset_s(K_a K_B)}$$

donde: K_a = conductividad del agua: 0.628 W/m°C

K_B = conductividad del Br Li: 0.346 W/m°C

$\emptyset_s$ = fracción de volumen del Br Li: 0.281

$$\begin{aligned}K_{sol} &= 0.628 \frac{2(0.628) + 0.346 - 2(0.281)(0.628 - 0.346)}{2(0.628) + 0.346 + (0.281)(0.628 - 0.346)} = \frac{1.4435}{1.6812} \\ K_{sol} &= 0.540 \text{ W / m}^\circ\text{C}\end{aligned}$$

* Holman J.P. "Transferencia de calor" Ed. Continental, México 1989, P 600, Tabla A - 9

** Perry Robert H y Chilton Cecil H. "Manual del Ingeniero Químico", Vol. 1, Ed. McGraw-Hill, México 1983, Pg 3-304

Por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor para el exterior del tubo es:

$$h_o = 0.725 \left[\frac{\rho_f^2 K_f^3 g h_{fg}}{ND_o \mu_f (T_{sat} - T_o)} \right]^{1/4}$$

N es el número de tubos alineados verticalmente, para el caso N = 3.

$$h_o = 0.725 \left[\frac{(1623.82)(0.540)39.8(99.22 \times 10^3)}{3(19.050^{-3})(1.98 \times 10^{-3})(36.6 - T_o)} \right]^{1/4}$$

$$h_o = 5603.23(36.6 - T_o)^{-1/4}$$

La resistencia térmica en el exterior del tubo por unidad de longitud es:

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$R_o = \frac{1}{5603.23(36.6 - T_o)^{-1/4} 5.984 \times 10^{-2}} = 2.98 \times 10^{-3} (36.6 - T_o)^{1/4}$$

La temperatura en el tubo dependerá de un balance de energía en un tramo unitario de tubo.

El balance térmico en el tubo es:

$$\frac{38.88 - T_o}{R_o} = \frac{T_o - T_i}{R_i} = \frac{T_i - 33.05}{R_i}$$

$$\frac{(38.88 - T_o)^{3/4}}{2.98 \times 10^{-3}} = \frac{T_o - T_i}{5.81 \times 10^{-5}} = \frac{T_i - 33.05}{6.057 \times 10^{-3}}$$

Por iteraciones se obtiene el siguiente resultado:

$$T_o = 38.31^\circ\text{C}$$

El coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo es:

$$h_o = 5603.23 (36.6 - T_o)^{-1/4}$$

$$h_o = 6448.66 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Finalmente el coeficiente global de transferencia del absorbedor es igual a:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o \ln(ro/ri)}{2\pi K L} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{1245.21} + \frac{5.98 \times 10^{-2} \ln(9.525 \times 10^{-3} / 8.28 \times 10^{-3})}{2\pi(383.60)(1)} + \frac{5.984 \times 10^{-2}}{5.202 \times 10^{-2}} \frac{1}{3173.88}}$$

$$U_o = 1919.47 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

El factor de incrustación (factor de suciedad) será de:

$$R_f = 0.00009 \text{ m}^2\text{°C/W} \quad (0.0005 \text{ h pie}^2 \text{ F/BTU})$$

El coeficiente global de transferencia modificada será de:

$$U = \left(\frac{1}{U_o} + R_f \right)^{-1}$$

$$U = \left(\frac{1}{855.44} + 0.00009 \right)^{-1}$$

$$U = 794.29 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

La diferencia logarítmica de temperatura del absorbedor será igual a:

$$\Delta T_{\log} = \frac{T_{h2} - T_{h1}}{\ln \frac{(T_{sat} - T_{h1})}{(T_{sat} - T_{h2})}}$$

$$\Delta T_{\log} = \frac{36.6 - 29.44}{\ln \frac{(38.8 - 29.44)}{(38.8 - 36.6)}}$$

$$\Delta T_{\log} = 4.94^{\circ}\text{C}$$

El área total de transferencia de calor en el absorbedor es:

$$A = \frac{Q_A}{U \Delta T_{LM}}$$

$$A = \frac{22395.0}{1636.72(4.94)}$$

$$A = 2.77 \text{ m}^2$$

Finalmente, la longitud de diseño de los tubos del absorbedor será:

$$L = \frac{A}{\pi D_o N_t}$$

$$L = \frac{2.77 \text{ m}^2}{\pi (19.05 \times 10^{-3}) 12}$$

$$L = 3.85 \text{ m}$$

Cálculos para la caída de presión del agua de enfriamiento a través del absorbedor:

Para tubería de cobre tenemos una rugosidad absoluta de:

$$\varepsilon = 0.001 \text{ mm}$$

La rugosidad relativa es:

$$K = \frac{\varepsilon}{D}$$

$$K = \frac{1 \times 10^{-6} \text{ m}}{16.56 \times 10^{-3}}$$

$$K = 0.00006$$

El número de Reynolds es:

$$\text{Re} = 12703.37$$

Del diagrama de moody el coeficiente de fricción es de

$$f = 0.029$$

De la ecuación de Darcy Weisbach* obtenemos la caída de presión del agua de enfriamiento a través de los tubos del absorbedor:

$$\Delta P_p = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2g}$$

$$\Delta P_p = 0.029 \times \frac{3.85 \times 12}{16.56 \times 10^{-3}} \times \frac{(993.77)(0.58)^2}{2(9.8)}$$

$$\Delta P_p = 1380.0 \text{ N/M}^2$$

La caída de presión debida a la entrada y salida de los tubos del absorbedor será de:

$$\Delta P_s = K \frac{\rho V^2}{2g}$$

* Mataix Claudio "Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas", Ed. Harla, México 1982, P 206

El coeficiente de pérdidas secundarias es:

$$K = 0.5 + 1.0 + 0.5 + 1.0$$

$$K = 3.0$$

$$\Delta P_s = 3.0 \frac{(993.77)(0.58)^2}{2(9.8)}$$

$$\Delta P_s = 51.17 \text{ N/m}^2$$

Finalmente, la caída de presión total a través del absorbedor es:

$$\Delta P = \Delta P_p + \Delta P_s$$

$$\Delta P = 1380 + 51.17$$

$$\Delta P = 1431.17 \text{ N/m}^2 \quad (0.145 \text{ mH}_2\text{O})$$

Esta caída de presión es aceptable lo cual indica que el diseño es correcto.

Cálculos para evaluar la potencia de la bomba de solución.

El flujo de solución que circula a través de la bomba es igual a:

$$\overset{o}{m}_2 = 13.543 \text{ Kg/min} \quad \text{ó} \quad 0.226 \text{ Kg/sg}$$

La velocidad del flujo 2 deberá ser de:

$$V = \frac{\overset{o}{m}_2}{\rho_{sol} A}$$

El diámetro de la tubería del sistema de recirculación del absorbedor será de 2.54×10^{-2} m, en el interior del tubo, por lo tanto la velocidad es igual a:

$$V = \frac{0.226}{(1623.82)\pi/4(2.54 \times 10^{-2})^2}$$

$$V = 0.275 \text{ m/sg}$$

El planteamiento de la ecuación de Bernoulli entre el deposito del absorbedor (2) y la entrada al generador (4).

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{P_4}{\rho g} + V_4^2 + Z_4 + H_4 - H_B$$

La diferencia de altura entre los puntos 2 y 4 se considera de 1.22 m.

Se supondrá una caída de presión en la tubería, equivalente a 0.61m.

La presión en el punto 2 es: 1.02 Kpa

La presión en el punto 4 es: 6.55 Kpa

$$\frac{1020}{(1623.82)9.8} + 0 + 0 = \frac{6550}{(1623.82)9.8} + \frac{(0.275)^2}{2(9.8)} + 1.22 + 0.61 - H_B$$

$$H_B = 2.182 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$Pot = \frac{Q\rho gH}{\eta} \quad \text{suponiendo } \eta = 0.75$$

$$Pot = \frac{(1.392 \times 10^{-4})(1623.82)(9.8)(2.182)}{0.75}$$

$$Pot = 6.44 \text{ Watt} \quad (8.64 \times 10^{-3} \text{ HP})$$

Finalmente para satisfacer las necesidades de recirculación, se debe utilizar una bomba de solución de 1/25 HP.

5.5 DISEÑO DEL GENERADOR.

El generador es el elemento del sistema donde la solución diluida que proviene del absorbedor, será calentada para que al hervir libere el vapor refrigerante que alimenta al condensador. Existen muchos tipos de generadores, pero en este caso, el generador será de tipo carcaza y tubo en el cual los tubos calefactores estarán sumergidos dentro de la solución absorbente contenida en la carcaza (ver figura 5.5).

En éste tipo de generador, la solución diluida proveniente del intercambiador de calor es vertida directamente dentro del generador. Esta solución al estar en contacto con los tubos calefactores por los que circula agua caliente, comienza a hervir. Al hervir la solución se libera el vapor refrigerante que fluye libremente a la parte superior de la carcaza donde se encuentra el condensador. La solución en ebullición contenida en el generador, tendrá una concentración variada con respecto al nivel de profundidad, de tal manera que a mayor profundidad mayor concentración. Por lo tanto, en la parte inferior de la carcaza será colectada la solución concentrada para que por gravedad y diferencia de presión, fluya la solución hacia el absorbedor.

La transferencia de calor entre la solución absorbente y la pared de los tubos calefactores, se realiza acompañada de una ebullición nucleada. En éste tipo de ebullición las burbujas son creadas por expansión del vapor atrapado en las pequeñas cavidades de la superficie del tubo.

El tamaño de las burbujas depende de la tensión superficial de la interface líquido – vapor, y de la burbuja depende del exceso de temperatura que contiene el vapor.

Cuando son observadas éstas condiciones de ebullición nucleada, se produce una gran agitación en la superficie líquida de contacto con el tubo por lo que resultan relaciones elevadas de transferencia de calor. A su vez también son muy importantes para el régimen de transferencia de calor, las características de la superficie del tubo, tales como su rugosidad y el tipo de material, ya que éstas características tienen influencia sobre la formación de las burbujas.

Rohsenow sugirió una relación experimental para el cálculo de la transferencia de calor, acompañada de ebullición nucleada, la cual se aplicará en este diseño:

$$\frac{C_p \Delta T}{h_{fg} \text{Pr}^{1.7}} = C_{sf} \left[\frac{q/A}{U_f h_{fg}} \sqrt{\frac{g_c \sigma}{g(\rho_f - \rho_v)}} \right]^{1/3}$$

donde:

C_{sf} = constante, determinada por la combinación líquido – superficie.

g_c = constante gravitacional.

Las propiedades se evalúan a la temperatura de saturación.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia dentro de los tubos del generador, se utilizara la ecuación de Distus – Boelter.

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3}$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura promedio del fluido.

*Holman J.P. “Transferencia de calor”, Ed Continental, México 1989, P 466

El flujo de calor a través del generador, es igual a:

$$Q_G = m_7 h_7 + m_5 h_5 - m_4 h_4$$

$$Q_G = 0.467(2652) + 6.538(-81.34) - 7.005(-100.23)$$

$$Q_G = 1408.80 \text{ Kj/min} \quad (12.48 \text{ Kwatt})$$

El flujo de agua caliente a través del generador es:

$$\overset{o}{m}_a = \frac{Q_G}{C_p(T_{a1} - T_{a2})}$$

Para determinar las propiedades del agua se calcula la temperatura promedio $\overline{T}_a$:

$$\overline{T}_a = \frac{93.33 + 85.0}{2}$$

$$\overline{T}_a = 89.17^\circ\text{C}$$

$$C_p = 4.2003 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}; \quad \rho_a = 985.82 \text{ Kg/m}^3$$

Resolviendo:

$$\overset{o}{m}_a = \frac{1408.80 \times 10^3}{4.20 \times 10^3 (93.33 - 85)}$$

$$\overset{o}{m}_a = 40.27 \text{ Kg/min} \quad (0.67 \text{ Kg/sg})$$

Conociendo la densidad del agua caliente obtenemos su gasto a través del generador:

$$V_a = m \times \frac{1}{f}$$

$$V_a = 40.27 \text{ Kg/min} \times \frac{1}{985.82} \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

$$V_a = 0.041 \text{ m}^3 / \text{min} \text{ ó } 6.83 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{sg}$$

La temperatura del agua caliente a la entrada del generador será de 93.33°C.

La temperatura del agua caliente a la salida del generador será de 85°C.

Para el generador se utilizará el siguiente tipo de tubo:

tubo de cobre de $16.56 \times 10^{-3} \text{ m}$ (5/8 plg) de diámetro tipo K.

$$D_o = 19.05 \times 10^{-3} \text{ m} (0.750 \text{ plg}); \quad A_o = 5.984 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{m}$$

$$D_i = 16.56 \times 10^{-3} \text{ m} (0.652 \text{ plg}); \quad A_i = 5.202 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{m}$$

$$e = 1.254 \times 10^{-3} \text{ m} (0.049 \text{ plg}); \quad A_t = 2.154 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

La velocidad de flujo del agua de calentamiento será tal que produzca un número de Reynolds de 13000.

El generador será de un solo tubo (paso) y la longitud del intercambiador no deberá exceder de los 3.5 m.

Una vez definidos la velocidad de flujo, el diámetro del tubo y el número de tubos, se iniciará el cálculo del generador.

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo, se deben evaluar las propiedades del agua caliente a la temperatura promedio de 89.17°C.

$$\mu = 3.22 \times 10^{-4} \text{ Kg/m sg}$$

$$\text{Pr} = 1.2$$

$$\rho = 985.82 \text{ Kg/m}^3$$

$$K = 0.676 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

La velocidad de flujo es:

$$V = \frac{\text{Re } \mu}{D_i \rho}$$

$$V = \frac{(13000)(3.22 \times 10^{-4})}{(16.56 \times 10^{-3} \text{ m})(985.52)}$$

$$V = 0.256 \text{ m/s}$$

El número de tubos del generador es:

$$N_t = \frac{Va Np}{Va_t}$$

$$N_t = \frac{(6.83 \times 10^{-4})(1)}{0.256(2.154 \times 10^{-4})}$$

$$N_t = 12.39 \approx 16 \text{ tubos}$$

La velocidad de flujo recalculada es:

$$V = \frac{Va Np}{N_t a_t}$$

$$V = \frac{(6.83 \times 10^{-4})(1)}{16(2.154 \times 10^{-4})}$$

$$V = 0.20 \text{ m/s}$$

Calculando el número de Reynolds real:

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{VD\rho}{\mu} \\ \text{Re} &= \frac{(0.20)(16.56 \times 10^{-3})(985.82)}{3.22 \times 10^{-4}} \\ \text{Re} &= 10139.86 \end{aligned}$$

Calculo de el número de Nusselt:

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3} \\ \text{Nu} &= 0.023(10139.86)^{0.8}(1.2)^{0.3} \\ \text{Nu} &= 38.93 \end{aligned}$$

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo es:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{\text{Nu } K}{D} \\ h_i &= \frac{38.93(0.676)}{16.56 \times 10^{-3}} \\ h_i &= 1589.17 \text{ W / m}^2\text{°C} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} R_i &= \frac{1}{h_i A_i} \\ R_i &= \frac{1}{(1589.17)(5.202 \times 10^{-2})} \\ R_i &= 12.09 \times 10^{-3} \text{°C / Watt} \end{aligned}$$

La resistencia térmica en la pared del tubo por unidad de longitud es:

$$R_t = \frac{\ln(ro/ri)}{2\pi K_t L} \quad K_t = 380.49 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$R_t = \frac{\ln(9.525 \times 10^{-3} / 8.28 \times 10^{-3})}{2\pi(380.49)(1)}$$

$$R_t = 5.86 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C/Watt}$$

La conductividad térmica del cobre, se obtuvo a la temperatura promedio entre la temperatura del agua caliente, y la temperatura de saturación de la solución.

Para obtener el coeficiente de transferencia en el exterior del tubo, se deben evaluar las propiedades de la solución, a la temperatura y concentración de saturación.

$$T_{\text{sat}} = 82.2^\circ\text{C} \quad X = 0.60$$

La entalpía de transformación se evalúa con la siguiente ecuación:

$$h_{fg}' = \left[\frac{h_7 m_7 + h_5 m_5}{m_4} \right] - h_4$$

$$h_{fg} = \left[\frac{0.467(2652 \times 10^3) + 6.538(-81.31 \times 10^3)}{7.005} \right] - (-100.23 \times 10^3)$$

$$h_{fg} = 201.11 \times 10^3 \text{ J/Kg}$$

La densidad relativa de la solución es obtenida de la gráfica No. 3 del anexo.

$$\rho_r = 1.67 \quad \rho_a = 970.2 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{sol} = \rho_r \rho_a$$

$$\rho_{sol} = 1.67(970.2)$$

$$\rho_{sol} = 1620.23 \text{ Kg/m}^3$$

En la siguiente figura se ilustran los flujos que entran y salen del generador.

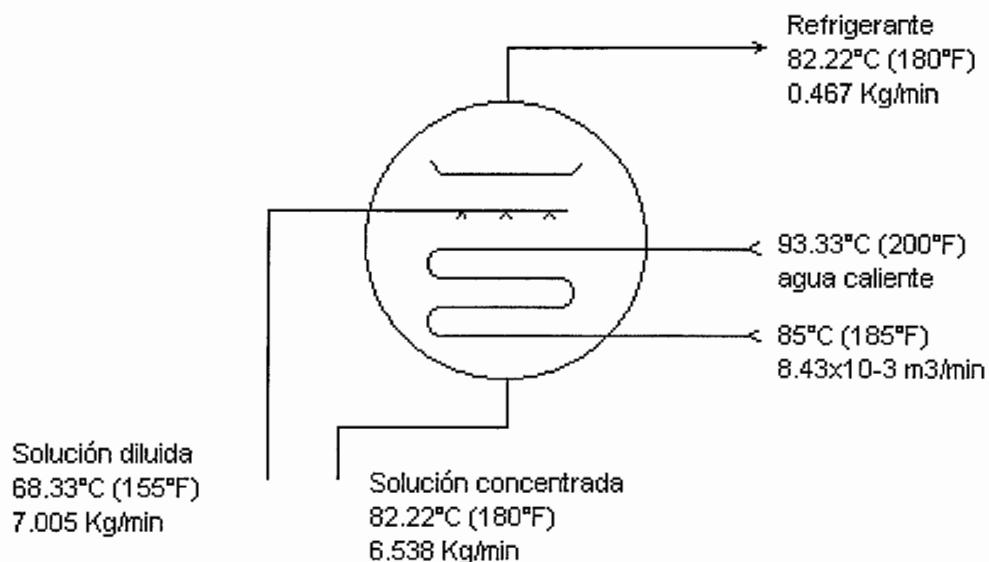


Fig. 5.5

La viscosidad de la solución es obtenida de la relación de Mori – Ototake para soluciones líquido – sólidos:

$$\frac{\mu}{\mu_a} = 1 + \frac{1.56\phi_s}{0.52 - \phi_s}$$

$$\text{donde: } \phi_s = 1 + \frac{\rho_s}{\rho_a}(x - 1)$$

La fracción de volumen del sólido es:

$$\phi_s = 1 + \frac{1620.23}{970.2}(0.60 - 1)$$

$$\phi_s = 0.33$$

Sustituyendo en la ecuación de Mori – Ototake:

$$\begin{aligned}\frac{\mu_s}{\mu_a} &= 1 + \frac{1.56(0.33)}{0.52 - 0.33} \\ \frac{\mu_s}{\mu_a} &= 3.71 & \mu_a &= 3.34 \times 10^{-4} \text{ Kg / m sg} \\ \mu_s &= 3.71 \mu_a \\ \mu_s &= 3.71(3.34 \times 10^{-4}) \\ \mu_s &= 1.24 \times 10^{-3} \text{ Kg / m sg}\end{aligned}$$

La capacidad calorífica de la solución es obtenida de la gráfica No. 4 del anexo:

$$C_p = 1.84 \times 10^3 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

Además de tablas, se obtiene:

$$\rho_v = 0.319 \text{ Kg/m}^3$$

$$\sigma = 62.06 \text{ N/m}^2$$

La conductividad de la solución la obtenemos de la relación de Tareet para soluciones líquido – sólido.

$$K_s = K_a \frac{2K_a + K_b - 2\phi_s(K_a - K_b)}{2K_a + K_b + \phi_s(K_a - K_b)}$$

Donde K_a = conductividad del agua: $0.673 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

K_b = conductividad del Br Li: $0.346 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

ϕ_s = fracción de volumen del Br Li: 0.33

$$K_s = 0.673x \frac{2(0.673) + 0.346 - 2(0.33)(0.673 - 0.346)}{2(0.673) + 0.346 + 0.33(0.673 - 0.346)}$$

$$K_s = 0.552 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

El número de Prandtl es igual a:

$$\text{Pr} = \frac{Cp_s \mu_s}{K_s}$$

$$\text{Pr} = \frac{1.84x10^3 (1.24x10^{-3})}{0.552}$$

$$\text{Pr} = 4.13$$

De la ecuación de Rohsenow se evalúa el coeficiente de transferencia de calor para el exterior de los tubos:

$$\frac{cp \Delta T}{h_{fg} \text{Pr}^{1.7}} = C_{sf} \left[\frac{q/A}{\mu_f h_{fg}} \sqrt{\frac{g(\rho_f - \rho_v)}{g_c \sigma}} \right]^{1/3}$$

$$\frac{q}{A \Delta T} = \frac{cp^3 \mu_f \Delta T^2}{C_{sf}^3 h_{fg}^2 \text{Pr}^{5.1}} \sqrt{\frac{g_c \sigma}{g(\rho_f - \rho_v)}}$$

$$h_o = \frac{(1.84x10^3)^3 (1.24x10^{-3})(T_o - 82.22)^2}{(0.0027)^3 (201.11x10^3)^2 (4.13)^{5.1}} \sqrt{\frac{9.8(1620.23 - 0.319)}{9.8(62.06x10^{-4})}}$$

$$h_o = 3581.44(T_o - 82.22)^2 \text{ W / m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Resistencia térmica en el exterior del tubo por unidad de longitud:

$$Ro = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$Ro = \frac{1}{3581.44(T_o - 82.22)^2 (5.984x10^{-2})}$$

$$Ro = 4.67x10^{-3} (T_o - 82.22)^{-2} \text{ }^\circ\text{C / Watt}$$

La temperatura en el tubo dependerá de un balance de energía en un tramo unitario de tubo.

El balance térmico en el tubo es:

$$\frac{T_o - 82.22}{R_o} = \frac{T_i - T_o}{R_t} = \frac{89.17 - T_i}{R_i}$$

$$\frac{(T_o - 82.22)^3}{4.67 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - T_o}{5.86 \times 10^{-5}} = \frac{89.17 - T_i}{3.67 \times 10^{-2}}$$

Por iteraciones se obtienen que:

$$T_o = 83.09^\circ\text{C}$$

El coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo es:

$$h_o = 3581.44(T_o - 82.22)^2$$

$$h_o = 3581.44(83.09 - 82.22)^2$$

$$h_o = 2710.79 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Finalmente el coeficiente global de transferencia del generador es igual a:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o \ln(ro/ri)}{2\pi K_r L} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{2710.79} + \frac{(5.984 \times 10^{-2}) \ln(9.525 \times 10^{-3} / 8.28 \times 10^{-3})}{2\pi(380.49)(1)} + \frac{5.984 \times 10^{-2}}{5.20 \times 10^{-2}} \times \frac{1}{1589.17}}$$

$$U_o = 911.98 \text{ W/m}^2\text{C}$$

El factor de suciedad del generador es de:

$$R_f = 0.00009 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

El coeficiente global modificado será de:

$$U = \left(\frac{1}{U_o} + R_f \right)^{-1}$$

$$U = \left(\frac{1}{911.98} + 0.00009 \right)^{-1}$$

$$U = 842.80 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La diferencia logarítmica de temperatura en el generador es igual a:

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{a1} - T_{a2}}{\ln \left(\frac{(T_{a1} - T_{sat})}{(T_{a2} - T_{sat})} \right)}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{93.33 - 85.0}{\ln \left(\frac{93.33 - 82.22}{85 - 82.22} \right)}$$

$$\Delta T_{LM} = 6.01^\circ\text{C}$$

El área total extrema de transferencia de calor en el generador será:

$$A = \frac{Q_G}{U \Delta T_{LM}}$$

$$A = \frac{23.48 \times 10^3 \text{ W}}{(842.80)(6.01)}$$

$$A = 4.64 \text{ m}^2$$

Finalmente, la longitud de diseño de los tubos del generador será:

$$L = \frac{A}{\pi D_o N_t}$$

$$L = \frac{4.64}{\pi (19.05 \times 10^{-3})(24)}$$

$$L = 3.23$$

En la figura 2 del anexo se muestra el diseño definitivo del generador.

Cálculos para la caída de presión del agua caliente a través del generador:

Para tubería de cobre, se obtiene una rugosidad absoluta de:

$$\varepsilon = 0.001 \text{ mm}$$

La rugosidad relativa es:

$$K = \frac{\varepsilon}{D}$$

$$K = \frac{1.0 \times 10^{-6}}{15.56 \times 10^{-3}}$$

$$K = 6.43 \times 10^{-5}$$

El número de Reynolds es de:

$$\text{Re} = 10139.86$$

De el diagrama de Moody se calcula el coeficiente de fricción:

$$f = 0.031$$

La caída de presión a través de los tubos del absorbedor es de:

$$\Delta P_p = f \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho V^2}{2g}$$

$$\Delta P_p = 0.031 \cdot \frac{3.23(24)}{15.56 \times 10^{-3}} \times \frac{985.82(0.20)^2}{2(9.8)}$$

$$\Delta P_p = 310.72 \text{ N/m}^2$$

La caída de presión debida a la entrada y salida de los tubos del generador:

$$\Delta P_s = K \frac{\rho V^2}{2g}$$

El coeficiente de pérdidas secundarias será igual a:

$$K = 0.5 + 1.0$$

$$K = 1.5$$

$$\Delta P_s = 1.5 \frac{985.82(0.20)^2}{2(9.8)}$$

$$\Delta P_s = 3.02 \text{ N/m}^2$$

Finalmente, la caída total de presión a través del generador será:

$$\Delta P = \Delta P_p + \Delta P_s$$

$$\Delta P = 310.72 + 3.02$$

$$\Delta P = 313.74 \text{ N/m}^2$$

5.6 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR:

El intercambiador de calor es el elemento que proporcionará la superficie de transferencia de calor entre la solución concentrada que va al absorbedor y la solución débil que va al generador. Este intercambiador mejora la eficiencia del sistema, al elevar la temperatura de la solución diluida que va al generador a costa de la disminución de la temperatura de la solución concentrada que va al absorbedor. Con esto se reduce tanto el calor suministrado al generador, como el enfriamiento requerido en el absorbedor. El intercambiador será de tipo carcaza y tubo, en el cual la solución diluida circulará por los tubos y la solución concentrada circulará por la carcaza.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos del intercambiador, se utiliza la ecuación de Distus y Boelter para condiciones de flujo turbulento.

$$*Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura promedio del fluido.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, fuera de los tubos del intercambiador, se usará la ecuación siguiente.

$$Nu = 0.36 Re^{0.55} Pr^{0.3}$$

Las propiedades se calculan a la temperatura promedio del fluido.

* Holman J.P. "Transferencia de Calor", Ed CECSA, México 1989, Pg 256

El flujo de calor a través del intercambiador de calor será de:

$$Q_i = m_3(h_4 - h_3) = m_5(h_5 - h_6)$$

$$Q_i = \frac{7.005}{60}(-100.23 + 169.65)$$

$$Q_i = 8.10 \text{ KW}$$

El flujo de la solución concentrada a través de la carcasa del intercambiador es:

$$\overset{o}{m}_5 = 6.538 \text{ Kg / min}$$

La solución concentrada entrará al intercambiador con una temperatura de $T_5 = 82.22 \text{ }^\circ\text{C}$ y saldrá con una temperatura de $T_E = 42.22 \text{ }^\circ\text{C}$

El flujo de la solución diluida entrará al intercambiador a una temperatura de $T_3 = 36.6 \text{ }^\circ\text{C}$ y saldrá a una temperatura de $T_4 = 68.33 \text{ }^\circ\text{C}$ (ver figura 5.6).

El intercambiador utilizará tubo de cobre de 0.01905 m (3/4 plg) de diámetro externo, arreglo en cuadro de 0.0254 m (1 plg) cédula 16 BWG*.

$D_o = 19.05 \times 10^{-3} \text{ m (3/4 plg)}$	$A_o = 59.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m}$
$D_i = 15.748 \times 10^{-3} \text{ m (0.620 plg)}$	$A_i = 49.47 \times 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m}$
$e = 1.65 \times 10^{-3} \text{ m (0.065 plg)}$	$A_t = 194.78 \times 10^{-6} \text{ m}^2$

El intercambiador será de dos pasos y el número de Reynolds será de 10,000

Una vez definidos los parámetros principales del intercambiador, se iniciará el cálculo.

* Kern Donald Q. "Procesos de transferencia de calor", Ed, Continental, México 1974, Pg 948, Tabla 9 y 10

Para poder obtener el coeficiente de transferencia en el interior del tubo, se deben evaluar las propiedades de la solución diluida ($x = 0.56$) a su temperatura promedio:

$$T_s = \frac{T_3 + T_4}{2} = \frac{36.66 + 68.33}{2} = 52.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Fig. 5.6

La densidad de la solución la obtenemos de la gráfica No. 3 del anexo.

$$\begin{aligned}\rho_{rs} &\cong 1.62 \text{ (densidad relativa)} \\ \rho_a &= 986.8 \text{ Kg/m}^3 \text{ (densidad del agua)} \\ \rho &= \rho_{rs} \times \rho_a = 1.62 \times 986.8 \\ \rho &= 1598.62 \text{ Kg/m}^3\end{aligned}$$

La viscosidad de la solución se obtendrá de la relación de Moriototake, la fracción de volumen del Br Li viene dada por:

$$\begin{aligned}\phi_s &= 1 + \frac{\rho}{\rho_a}(X - 1) \\ \phi_s &= 1 + \frac{1598.62}{986.8}(0.56 - 1) \\ \phi_s &\cong 0.29\end{aligned}$$

Sustituyendo en la ecuación de Moriototake:

$$\frac{\mu_s}{\mu_a} = 1 + \frac{1.56\phi_s}{0.52 - \phi_s} \quad \mu_a = 5.30 \times 10^{-4} \text{ Kg/m sg} \quad a \quad T_{prom}$$

$$\frac{\mu_s}{\mu_a} = 1 + \frac{1.56(0.29)}{0.52 - 0.29}$$

$$\frac{\mu_s}{\mu_a} = 2.96$$

$$\mu_s = 2.96 (5.30 \times 10^{-4})$$

$$\mu_s = 1.56 \times 10^{-3} \text{ Kg/m sg}$$

La capacidad calorífica de la solución es obtenida de la gráfica No. 4 del anexo.

$$C_p = 1.966 \text{ Kj / Kg}^\circ\text{C}$$

La conductividad de la solución viene dada por la relación de Tareef:

$$K = K_a \times \frac{2K_a + K_b - 2\phi_s(K_a - K_b)}{2K_a + K_b + \phi_s(K_a - K_b)}$$

$$K_a = 0.647 \text{ W / m}^\circ\text{C} (\text{conductividad Termica del agua})$$

$$K_b = 0.346 \text{ W / m}^\circ\text{C} (\text{conductividad Termica del Bromuro de Litio})$$

$$\phi_s = 0.29$$

$$K = (0.647) \times \frac{2(0.647) + 0.346 - 2(0.29)(0.647 - 0.346)}{2(0.647) + 0.346 + 0.29(0.647 - 0.346)}$$

$$K = 0.548 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

El número de Prant es igual a:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{K}$$

$$Pr = \frac{1966(1.56 \times 10^{-3})}{0.548} = 5.60$$

Con todas las propiedades ya evaluadas, se iniciará el calculo del coeficiente de transferencia en el interior del tubo:

Calculando la velocidad de flujo:

$$V = \frac{R_e \mu_s}{D_i \rho}$$

$$V = \frac{(10000)(1.56 \times 10^{-3})}{(15.748 \times 10^{-3})(1548.62)} = 0.62$$

El intercambiador de calor, por motivos de simetría en la formación del intercambiador de calor, tendrá las siguientes características:

lado de la coraza:

DI = 0.254 m (10 plg)

Espaciado de los deflectores (B) = 0.254 m (10 plg)

claro o ligadura (C') = 0.00635 m (1/4 plg)

Lado de los tubos:

D_O = 19.05x10⁻³ m

Calibre : 16 BWG

Arreglo: cuadrado

Espaciado de los tubos (P_T) = 2.54x10⁻² m (1 plg)

No. de tubos = 52

No. de pasos = 2

Recalculando la velocidad de flujo:

$$V = \frac{V_s N_p}{N_i A_i}$$

$$V = \frac{(0.1111675 / 1598.62)2}{52(194.75 \times 10^{-6})} = 1.44 \times 10^{-2} \text{ m/s}$$

Recalculando el número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{VD_i \rho}{\mu_s}$$

$$\text{Re} = \frac{1.44 \times 10^{-2} (15.748 \times 10^{-3}) 1598.62}{1.56 \times 10^{-3}} = 232.4$$

El número de Nusselt es igual a:

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad \text{Nu} = 3.6$$

$$\text{Nu} = 0.023(232.4)^{0.8} (5.6)^{0.4}$$

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo es:

$$h_i = \frac{NUK}{Di}$$

$$h_i = \frac{3.6 (0.548)}{15.748 \times 10^{-3}} = 125.27 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

La resistencia térmica en la pared del tubo por unidad de longitud es:

$$R_t = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi K_t L}$$

$$R_t = \frac{\ln(19.05 \times 10^{-3} / 15.748 \times 10^{-3})}{2\pi(382.32)}$$

$$R_t = 7.92 \times 10^{-5} \text{ °C/W}$$

Para poder obtener el coeficiente de transferencia en el exterior del tubo, se deben evaluar las propiedades de la solución concentrada (X = 0.60) a su temperatura promedio:

$$T_s = \frac{T_5 + T_6}{2}$$

$$T_s = \frac{82.22 + 42.22}{2} = 62.22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La densidad de la solución se obtiene de la gráfica No. 3 del anexo.

$$\rho_{rs} \cong 1.69 \text{ (densidad relativa)}$$

$$\rho_a = 982.1 \text{ Kg/m}^3 \text{ (densidad del agua)}$$

$$\rho = \rho_{rs} \times \rho_a = 1.69 \times 982.1$$

$$\rho = 1659.75 \text{ Kg/m}^3$$

La viscosidad de la solución se obtiene de la relación de Moriototake:

$$\frac{\mu_s}{\mu_a} = 1 + \frac{1.56\phi_s}{0.52 - \phi_s}$$

Calculando la fracción de volumene de Br Li

$$\phi_s = 1 + \frac{\rho}{\rho_a}(X - 1)$$

$$\phi_s = 1 + \frac{1659.75}{982.1}(0.60 - 1)$$

$$\phi_s = 0.32$$

Sustituyendo en la ecuación de Moriototake

$$\mu_s = \left(1 + \frac{1.56\phi_s}{0.52 - \phi_s}\right)\mu_a$$

$$\mu_s = \left(1 + \frac{1.56(0.32)}{0.52 - 0.32}\right)4.55 \times 10^{-4}$$

$$\mu_s = 1.59 \times 10^{-3} \text{ Kg/ms}$$

$$\text{Donde } \mu_a = 4.55 \times 10^{-4} \text{ Kg/ms}$$

La conductividad de la solución se calcula de la relación de Tareff:

$$K = K_a \times \frac{2K_a + K_B - 2\phi_s(K_a - K_B)}{2K_a + K_B + \phi_s(K_a - K_B)}$$

$$K_a = 0.656 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

$$K_B = 0.346 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

$$\phi_s = 0.32$$

$$K = (0.656) \times \frac{2(0.656) + 0.346 - 2(0.32)(0.656 - 0.346)}{2(0.656) + 0.346 + 0.32(0.656 - 0.346)}$$

$$K = 0.544 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

La capacidad calorífica de la solución se obtiene de la gráfica No. 4 del anexo.

$$C_p = 1.840 \text{ Kj / Kg}^\circ\text{C}$$

El número de Prant es igual a:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K}$$

$$Pr = \frac{1840.6(1.59 \times 10^{-3})}{0.544} = 5.38$$

Una vez evaluadas todas las propiedades de la solución, se inicia el calculo del coeficiente de transferencia en el exterior del tubo: el número de Reynolds viene dado por.

$$Re = \frac{m_3 d_e}{\mu_s a_s}$$

$$\text{donde } d_e = \frac{4(P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{d_o \pi}$$

$$P_T = \text{paso de tubo} = 2.54 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$d_o = \text{Diámetro de los tubos} = 19.05 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_e = \text{Diámetro equivalente en el tubo de la carcaza}$$

$$d_e = \frac{4[(2.54 \times 10^{-2})^2 - \pi(19.05 \times 10^{-3})^2 / 4]}{\pi(19.05 \times 10^{-3})} = 2.41 \times 10^{-2} m$$

$$^* a_s = \frac{D I x C' B}{P_r}$$

$$a_s = \frac{0.254 \times 0.00635 \times 0.254}{2.54 \times 10^{-2}} = 16.13 \times 10^{-3} m^2$$

El número de Reynolds será:

$$Re = \frac{0.11675(2.41 \times 10^{-2})}{1.59 \times 10^{-3}(16.13 \times 10^{-3})} = 109.71$$

El número de Nusselt es igual a:

$$Nu = 0.36 Re^{0.55} Pr^{0.33}$$

$$Nu = 0.36 (109.71)^{0.55} (5.38)^{0.33}$$

$$Nu = 8.31$$

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del tubo es:

$$h_o = \frac{Nu K}{d_e}$$

$$h_o = \frac{8.31(0.544)}{2.41 \times 10^{-2}}$$

$$h_o = 187.58 W / m^2 \circ C$$

* Kern Donald Q. "Procesos de transferencia de calor", Ed, Continental, México 1974, Pg 171 y 172

El coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador será igual a:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o \ln(r_o r_i)}{2\pi K_i L} + \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{187.58} + \frac{59.85 \times 10^{-3} \ln(19.05 \times 10^{-3} / 15.748 \times 10^{-3})}{2\pi(382.32)1} + \frac{59.85}{49.47} + \frac{1}{125.27}}$$

$$U_o = 66.7 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

El factor de suciedad será considerado despreciable.

La eficiencia logarítmica de temperatura del intercambiador será igual a:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_5 - T_4) - (T_6 - T_3)}{\ln\left(\frac{T_5 - T_4}{T_6 - T_3}\right)}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(82.22 - 68.33) - (42.22 - 36.66)}{\ln\left(\frac{82.22 - 68.33}{42.22 - 36.66}\right)}$$

$$\Delta T_{LM} = 9.09^\circ\text{C}$$

El área total externa de transferencia de calor en el intercambiador será de:

$$A = \frac{Q_i}{U_o \Delta T_{LM}}$$

$$A = \frac{8.1 \times 10^3}{66.7(9.09)} = 13.36 \text{ m}^2$$

Q_i = Flujo de calor a través del
intercambiador

La longitud de diseño de los tubos del intercambiador es:

$$L = \frac{A}{\pi D_o N_t}$$

$$L = \frac{13.36}{\pi (19.05 \times 10^{-3}) 52}$$

$$L = 4.30 \text{ m}$$

CAPITULO VI

6.1 DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR.

En este capítulo se diseñará un sistema de captación de energía solar, capaz de satisfacer la demanda de energía calorífica requerida en el sistema de refrigeración por absorción. (capítulo V)

Para realizar el planteamiento, se deben conocer los parámetros más importantes que intervienen en el funcionamiento de un colector solar. Estos parámetros son:

- 1-) Temperatura del colector y pérdida de calor.
- 2-) Tipo de superficie del colector.
- 3-) Número y tipo de cubiertas.
- 4-) Nivel de insolación.
- 5-) Calor liberado y eficiencia.

Además existen dos consideraciones que deben ser tomadas en cuenta para el diseño de un colector solar, las cuales son:

- La economía: Se debe procurar utilizar materiales de bajo costo, así como minimizar las dimensiones de estos.
- Coeficiente global de transferencia de calor al ambiente (U_L): Se deben utilizar materiales que presenten baja conductividad térmica, para disminuir las propiedades por transferencia de calor del colector al medio circundante.

Los principales parámetros que intervienen para calcular UL son:

- La transmitancia τ , el número de placas absorbentes, la absorbitancia α , emisividad ξ de la placa colectora, así como su temperatura media y la conductividad térmica de los materiales aislantes.

Para este, caso por el factor económico y las buenas propiedades físicas se han seleccionado los materiales que se presentan en la tabla 6.1, como los materiales ideales para su utilización en colectores solares.

Material	ρ (Kg / m ³)	K (W / m°C)
Cobre	8,933	*393
Fibra de Vidrio	28	0.066
Madera de pino	500	0.10
Vidrio	2,400	0.048

6.2 CALCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR.

Para poder seguir calculando el sistema, es necesario conocer la cantidad de radiación solar incidente en él o los colectores solares, también se debe conocer los datos geográficos y la fecha de diseño que en este caso son:

* Anthony Mills, "Transferencia de Calor", Ed, McGraw-Hill, 1997, Pg 853, 856, 859, 860

CONDICIONES.	ESPECIFICACIÓN O DESCRIPCIÓN
Localización y Latitud (L)	San Salvador; Latitud $13^{\circ}43'N$
Fecha y Hora	Diciembre 31; 11:30 – 12:30 Hora solar local.
Intensidad de radiación (I _h)	17:36 Mj / m ² – día
Nubosidad (cc)	3.0 decimos de la bóveda celeste.
Inclinación del colector (β)	10° de la horizontal hacia el Sur.
Velocidad del viento	2.5 m/s
Temperatura ambiente exterior	30.6°C
Indice de refracción del vidrio (r _{icol})	1.52

CALCULO DE LA RADIACIÓN INCIDENTE SOBRE LA PLACA ABSORBEDORA (I_{col}).

Declinación Solar $\delta_s = -23^{\circ}$ *

Angulo Horario local $H_s = 0^{\circ}$

Angulo de altitud solar:

$$\text{Sen } \alpha = \text{Sen } \delta_s \text{ Sen } L + \text{Cos } \delta_s \text{ Cos } L \text{ Cos } H_s$$

$$\text{Sen } \alpha = \text{Sen } (-23^{\circ}) \text{ Sen } (13.43) + \text{Cos } (-23^{\circ}) \text{ Cos } (13.43) \text{ Cos } (0^{\circ})$$

$$\alpha = 53.57^{\circ}$$

* Duffie and Beckman, "Solar Energy Thermal Processes", Ed Wiley-Interscience, 1974, Pg 40 Fig. 3.4.2

Radiación Difusa:

$$I_{hd} = 0.78 + 1.07\alpha + 6.17 cc$$

$$I_{hd} = 0.78 + 1.07 (53.57) + 6.17 (3.0)$$

$$I_{hd} = 76.61 \text{ BTU / Hr ft}^2$$

$$I_{hd} = 241.39 \text{ W / m}^2$$

Radiación Total (I_{TOT}) para la hora señalada (11:30 – 12:30) al 31 de Diciembre.

$$I_{TOT} = I_h \times \% \frac{\text{radiación horaria} *}{\text{radiación diaria}}$$

$$I_{TOT} = 17.36 \times 0.149 = 2.58 \text{ Mj / m}^2\text{xh} = 718.51 \text{ W / m}^2$$

Radiación Directa.

$$I_{hb} = I_{TOT} - I_{hd}$$

$$I_{hb} = 718.51 - 241.69 = 476.82 \text{ W / m}^2$$

Angulo de Incidencia (i) o Cenit.

$$\cos i = \sin \delta_s \sin (L - B) + \cos \delta_s \cos (L - B) \cos H_s$$

$$\cos i = \sin (-23^\circ) \sin (13.43 - 10) + \cos (-23^\circ) \cos (13.43 - 10) \cos 0^\circ$$

$$i = 26.43^\circ$$

Radiación Directa Incidente sobre el Colector (I_{bcol}).

$$I_{bcol} = \frac{I_{hb} \cos i}{\cos \alpha} = \frac{476.82 \cos 26.43}{\cos 53.57} = 719.02 \text{ W / m}^2$$

* Duffie and Beckman, "Solar Energy Thermal Processes", Ed Wiley-Interscience, E.U., 1974, Pg 46

Reflectividad de una cubierta de vidrio $\bar{\rho}_{bL}$

$$\text{Sen } r_a = \frac{\text{Sen } i}{r_{i_{col}}} = \frac{\text{Sen } 26.43}{1.52} = 0.293$$

$$r_a = 17.03^\circ$$

Donde r_a = ángulo de refracción de la radiación incidente.

$$*\bar{\rho}_{bL} = 1/2 \left[\frac{\text{Sen}^2(17.03 - 26.43)}{\text{Sen}^2(17.03 + 26.43)} + \frac{\text{Tan}^2(17.03 - 26.43)}{\text{Tan}^2(17.03 + 26.43)} \right]$$

$$\bar{\rho}_{bL} = 0.043$$

Reflectividad de las dos cubiertas de vidrio $\bar{\rho}_{bn}$

$$*\bar{\rho}_{bn} = 1 - \frac{1 - \bar{\rho}_{bL}}{1 + (2n - 1)\bar{\rho}_{bL}} = 1 - \frac{1 - 0.043}{1 + (2 \times 2 - 1)0.043} = 0.152$$

Absorbida de la placa absorbente $\bar{\alpha}_{sb} = \bar{\alpha}_{sd} = 0.90$

Radiación absorbida I_{col} .

$$I_{col} = I_{b_{col}} (1 - \bar{\rho}_{bn}) \bar{\alpha}_{sb} + I_{hd} (1 - \bar{\rho}_d) \bar{\alpha}_{sd}$$

$$I_{col} = 719.02 (1 - 0.152) 0.90 + 241.69 (1 - 0.24) 0.90$$

$$I_{col} = 714.07 \text{ W / m}^2$$

$$*\bar{\rho}_d = 0.24$$

$\bar{\alpha}_{sb} = \bar{\alpha}_{sd} = 0.90$ = absorbida en el rango de 0.1 a 3 μ (espectro solar)

* Duffie and Beckman, "Solar Energy Thermal Processes", Ed Wiley-Interscience, 1974, Pg 108 y Pg112.

Este calculo también puede hacerse, considerando la radiación difusa como radiación directa con ángulo de incidencia de 60° .

$$I_{bd} = \frac{I_{hd} \cos 60^\circ}{\cos \alpha}$$

$$I_{bd} = \frac{241.69 \cos 60^\circ}{\cos 53.57} = 203.5 \text{ W / m}^2$$

Entonces, la radiación directa total será: I_{bTOT}

$$I_{bTOT} = I_{bcol} + I_{bd}$$

$$I_{bTOT} = 719.02 + 203.5 = 922.52 \text{ W / m}^2$$

Evaluando $\tau \alpha$ del colector (Transmisividad τ y absorbilidad α)

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

$$\tau \alpha = \frac{(1 - 0.15)0.9}{1 - (1 - 0.9)0.24} = 0.78$$

Entonces la radiación absorbida por el colector I_{col} será:

$$I_{col} = I_{bTOT} (\tau \alpha)$$

$$I_{col} = 922.52 (0.78) = 719.56 \text{ W / m}^2$$

Este es un resultado casi idéntico al obtenido anteriormente. Un cálculo similar puede hacerse para las restantes horas del día.

* Duffie and Beckman, "Solar Energy Thermal Processes", Ed Wiley-Interscience, E.U. 1974, Pg 112, 114, 115, Fig.6.21 y ec, 6.3.1

Pero en un colector fijo, la radiación disminuye no solo por la menor cantidad de radiación incidente, sino que también debido al aumento de la reflectividad, sino que también debido al aumento de la reflectividad de las cubiertas de vidrio al aumentar el ángulo de incidencia.

Sin embargo la variación de ésta reflectividad no es muy grande, para ángulos de incidencia comprendidos entre los 0° y 60° , que corresponden al periodo entre 8 – 12 – 16 horas del tiempo solar local. Los valores de I_{col} , para estas horas se muestra en la tabla 6.2.

Hora	H_s	I_{TOT}	I_{hd}	I_{hb}	i	$\bar{\rho}_{Bl}$	$\bar{\rho}_{bn}$	$\bar{\rho}_d$	I_{bCOL}	I_{COL}
6:30– 7:30	75°	106.1	87.77	18.28	77.73	0.322	0.655	0.24	4.15	61.329
7:30– 8:30	60°	265.15	130.9	234.24	64.28	0.118	0.35	0.24	62.31	126.015
8:30– 9:30	45°	438.71	171.08	267.63	51.37	0.063	0.213	0.24	198.45	257.577
9:30– 10:30	30°	578.51 6	205.9	372.6	39.62	0.048	0.168	0.24	392.33	434.48
10:30–11:30	15°	679.76	231.14	448.62	30.46	0.044	0.156	0.24	607.46	619.38
11:30–12:30	0°	718.32	240.65	477.67	26.71	0.044	0.154	0.24	713.66	708.0
12:30–13:30	15°	679.76	231.14	448.62	30.46	0.044	0.156	0.24	607.46	619.38

Tabla 6.2 RADIACIÓN ABSORBIDA EN EL COLECTOR

6.3 CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U_L .

En la figura 6.1 puede observarse un corte transversal de un colector solar, con la localización de cada uno de los materiales utilizados para su construcción.

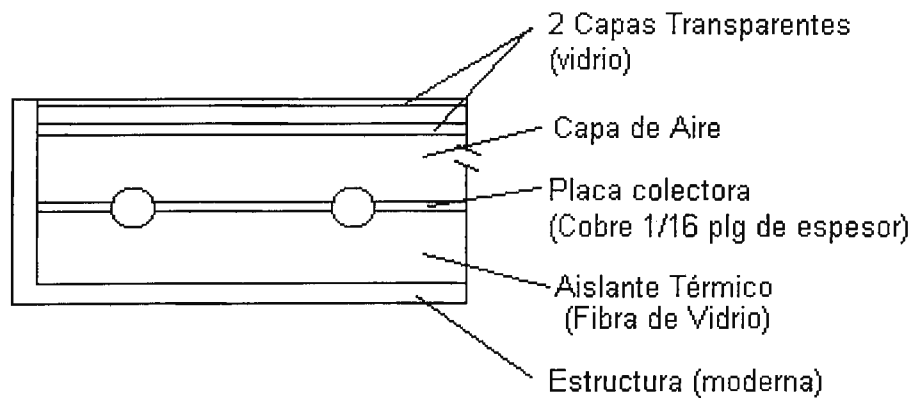


Fig. 6.1

Para simplificar las relaciones matemática en torno al comportamiento del colector solar, se desarrolla el concepto del U_L . En la figura 6.2 se presenta el diagrama térmico del colector.

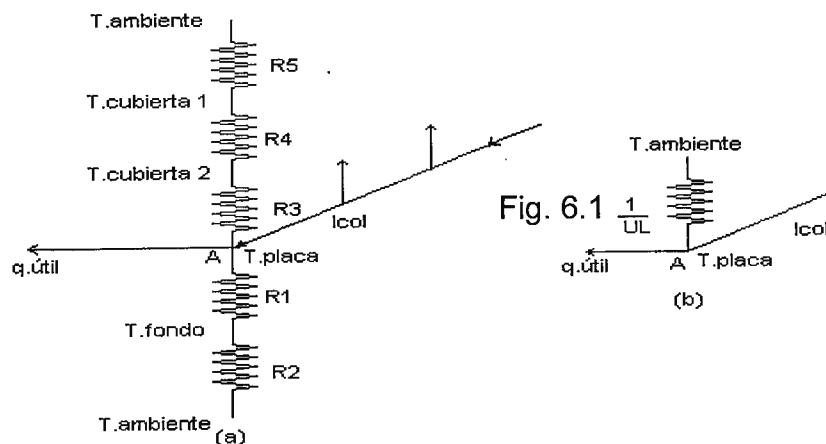


Fig. 6.1

Fig 6.2.

- a) Diagrama térmico del colector solar.
- b) Equivalente térmico

Como se puede observar en la figura 6.2a el coeficiente global de transferencia de calor hacia U_b , depende de la conductividad térmica y los espesores del aislante y de la madera calculándose por la ecuación:

$$U_b = \frac{1}{R_1 + R_2}$$

Donde :

$$R_1 = \frac{e_1}{K_1}; \quad \wedge \quad R_2 = \frac{e_2}{K_2}$$

Siendo:

e_1 = El espesor del aislante

K_1 = Conductividad térmica del aislante.

e = espesor de la estructura de madera.

K_2 = Conductividad térmica de la madera.

Sustituyendo valore tenemos

$$R_1 = \frac{0.05 \text{ m}}{0.066 \text{ W / m}^\circ\text{C}} = 0.76 \text{ }^\circ\text{Cm}^2 / \text{Watt}$$

$$R_2 = \frac{0.05 \text{ m}}{0.10 \text{ W / m}^\circ\text{C}} = 0.50 \text{ }^\circ\text{Cm}^2 / \text{Watt}$$

Entonces :

$$U_b = \frac{1}{0.76 + 0.50} = 0.79 \text{ Watt / m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

El espesor se seleccionó en base a la experiencia que ha demostrado que un espesor de 0.05 m, da la suficiente capacidad de aislamiento, manteniendo el costo del colector bajo.

A continuación, se calcula el coeficiente de calor hacia arriba U_t , donde la transferencia de calor es principalmente por convección y radiación, se debe calcular en situaciones críticas del medio ambiente, suponiendo velocidades del viento de 2.5 m/s. Con la siguiente ecuación:

$$*U_t = \left(\frac{N}{(344/T_p)[(T_p - T_a)/(N + f)]^{0.31} + \frac{1}{h_w}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\xi_p + 0.0425N(1 - \xi_p)]^{-1} + [(2N + f - 1)/\xi_g] - N}$$

Donde:

N = Número de cubiertas de vidrio.

$$f = (1.0 - 0.04 h_w + 5.0 \times 10^{-4} h_w^2)(1 + 0.058 N)$$

ξ_g = Emisividad del vidrio

ξ_p = Emisividad de la placa absorbadora.

T_a = Temperatura ambiente.

h_w = Coeficiente de convección del viento.

T_p = Temperatura de la placa absorbadora.

σ = Constante de Stefan Bottzmanm ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2\text{K}^4$)

Se obtiene el valor de U_t , con el cual se puede variar el número de placas de vidrio del colector de tal forma que podríamos observar el comportamiento de U_t en función de N , con los siguientes datos:

* Duffie and Beckman, "Solar Energy Thermal Processes", Ed Wiley-Interscience, E.U. 1974, Pg 133

Velocidad del viento "V" = 2.5 m/s

Temperatura de la placa = 120°C (393.15°K)

Temperatura ambiente = 30.6°C (303.75°K)

Emisividad del vidrio = 0.88*

Emisividad de la placa = 0.15 **

La temperatura de la placa se tuvo que suponer, considerando que fuera mayor al promedio de la temperatura de entrada y salida del fluido.

Este valor no afecta considerablemente el valor de U_t , además se tendrá que iterar varias veces hasta llegar a la temperatura real de la placa.

La temperatura ambiente, es la temperatura de diseño en San Salvador, por tanto, sustituyendo valores en la ecuación, siendo:

$$f = (1.0 - 0.04 h_w + 5.0 \times 10^{-4} h_w^2)(1 + 0.058 N)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8 V$$

$$h_w = 5.7 + 3.8 (2.5)$$

$$h_w = 15.2 \text{ W / m}^2\text{°C}$$

Sustituyendo:

$$f = [1.0 - 0.04(15.2) + 5.0 \times 10^{-4} (15.2)^2](1 + 0.058 N)$$

$$f = 0.51(1 + 0.058N)$$

* Duffie y Beckman, Solar Energy Thermal Processes, Ed. Wiley-Intercience, E.U. 1974, Pg 83.

** Mills, Transferencia de calor, Ed CECOSA, México 1989, Pg 601

$$U_t = \left(\frac{N}{(0.958)[55.05/(N+f)]^{0.31}} + \frac{1}{15.2} \right)^{-1} + \frac{9.75}{[0.15 + 0.0425N(0.85)]^1 + [(2N+f-1)/0.88] - N}$$

De esta forma se tiene a U_t en función de N , entonces sustituyendo valores podemos tabular para 1, 2 y 3 placas transparentes, obteniendo los siguientes resultados:

N	U_b	+	U_t	=	U_L (W / °Cm ²)
1	0.79		3.8		4.59
2	0.79		2.61		3.40
3	0.79		1.19		1.98

Como se puede apreciar, los resultados muestran que, al incrementar el número de vidrios, disminuye el coeficiente global de transferencia de calor, hecho que no es conveniente, debido a que al incrementar los cristales, también se aumenta el costo y disminuye la transmitancia.

Por experimentos realizados se ha determinado que un colector con dos cubiertas de vidrio es el optimo; por tanto

$$U_i = 3.40 \text{ W / } ^\circ\text{C m}^2$$

6.4 EFICIENCIA DE LA ALETA (F).

$$m = \sqrt{\frac{UI}{K\delta}}$$

Donde: K = Conductividad térmica del cobre 393 W / m°C

δ = Espesor de la placa 8×10^{-4} m

Sustituyendo:
$$m = \sqrt{\frac{3.40}{(3.93)(8 \times 10^{-4})}}$$

$$m = 3.29$$

$$F = \frac{\tanh m (W - D)/2}{m(W - D)/2}$$

W = Distancia entre tubos adyacentes

D_o = Diámetro exterior del conducto.

Se utilizará tubo de 0.0134 m (1/2") diámetro interior con un espesor igual a 1.24x10⁻³ m (0.049") y diámetro exterior de 0.0158 m (0.625"), con una separación de *0.16 m, evaluando:

$$F = \frac{\tanh (3.40)(0.16 - 0.0158)/2}{3.40(0.16 - 0.0158)/2}$$

$$F = 0.980$$

6.5 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE LOS CONDUCTOS (H_{Fi})

Para determinar h_{fi} se asume flujo de transición en el interior de los tubos, con un valor del número de Reynolds de 2,000

$$\text{Re} = \frac{DV}{\nu} = 2,000$$

* Duffie y Beckman, Solar Energy Thermal Processes, Ed. Wiley-Interscience, E.U. 1974, Pg 144.

ρ : Viscosidad cinemática del agua a 84°C = $0.38 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sg}^*$

$$V = \frac{2000\rho}{D} = \frac{2000(0.38 \times 10^{-6})}{0.0134}$$

$$V = 0.054 \text{ m/s ó } 204.18 \text{ m/h}$$

$$\text{Caudal} = AV = \frac{\pi}{4} D^2 x V = \frac{\pi}{4} (0.0134)^2 x 0.057 \text{ m/s}$$

$$AV = 8.04 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s ó } 0.0289 \text{ m}^3/\text{h}$$

Flujo másico: ρAV

ρ del agua a 85.65°C = 970 Kg/m^3

$$\rho AV = (970 \text{ Kg/m}^3)(8.04 \times 10^{-6}) = 7.8 \times 10^{-3} \text{ Kg/s ó } 28.0 \text{ Kg/h}$$

Flujo másico por unidad de área G :

$$G = \frac{(7.8 \times 10^{-3})4}{\pi(0.0134)^2}$$

$$G = 55.31 \text{ Kg/m}^2\text{s ó } 1,99116 \text{ Kg/hm}^2$$

Para convección en el interior de tubos con un $Re = 2000$

$$\frac{h_f D}{H_b} = 0.23 \left(\frac{DG}{\mu_b} \right)^{0.8} \left(\frac{cp\mu}{K} \right)_b^{0.4} **$$

Donde el subíndice "b", indica que las propiedades se evalúan a la temperatura media del agua (85.65°C)

μ_b = Viscosidad dinámica del agua ($3.236 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$)

* Anthony Mills, Transferencia de calor, Ed McGraw-Hill, México 1997, Pg 874

** Holman J.P. "Transferencia de Calor", Ed McGraw-Hill, México 1989. Pg 256 y Anthony Mills, Transferencia de calor, Ed McGraw-Hill, México 1997, Pg 266

$$K = 0.675 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

$$c_p = 4.19 \times 10^3 \text{ J / Kg}^\circ\text{C}$$

Evalutando:

$$\frac{h_f D}{K_b} = 0.023 \left(\frac{0.0134 \times 55.31}{3.236 \times 10^{-4}} \right)^{0.8} \left(\frac{4.19 \times 10^3 (3.236 \times 10^{-4})}{0.675} \right)^{0.4} = 14.82$$

$$\frac{h_f D}{K_b} = \frac{K}{D} 14.82 = \frac{0.675}{0.134} (14.82) = 746.53 \text{ W / m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

6.6 FLUJO MÁSICO POR UNIDAD DE ÁREA DEL COLECTOR.

Para realizar este calculo, se utiliza como unidad de área, una faja de la placa del colector de ancho W y 4 m de largo, con el objeto de obtener una temperatura de salida del agua, igual a la establecida.

Area de la faja: $W \times 4$

$$A_f = 0.16 \times 4 = 0.64 \text{ m}^2$$

$$\frac{\overset{o}{m}}{A} = \frac{\rho V A}{0.64} = \frac{7.8 \times 10^{-3}}{0.64} = 0.0122 \text{ Kg / m}^2\text{s ó } 43.8 \text{ Kg / m}^2\text{h}$$

$$\frac{\overset{o}{m}}{A} \times c_p = 0.0122 \text{ Kg / m}^2\text{s} \times 4.19 \times 10^3 \text{ J / Kg}^\circ\text{C}$$

$$\frac{\overset{o}{m}}{A} \times c_p = 51.12 \text{ W / m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Factor de eficiencia del colector F' despreciando la resistencia de la unión.

$$F' = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi Dh_f} + \frac{W}{D + (W - D)F}}$$

$$* F' = \frac{1}{\frac{(0.16)(5.65)}{\pi(0.0134)(746.53)} + \frac{0.16}{0.0134 + (0.16 - 0.0134)0.969}}$$

$$F' = 0.945$$

Factor de remoción de calor FR.

$$* FR = \frac{mcp}{U_L} \left(1 - e^{-[5.65(0.969) / 52.12]} \right)$$

$$FR = 0.920$$

6.7 CALOR ÚTIL REAL (q_U)

$$q_U = FR[I_{col} - U_L(T_e - T_a)]$$

$$q_U = 0.920 [719.56 - 3.40(78 - 30.6)]$$

$$q_U = 513.73 \text{ W / m}^2$$

Temperatura de salida del colector.

$$T_s - T_e = \frac{q_U}{\frac{m}{A} cp}$$

$$T_s = \frac{513.73}{51.12} + 78$$

$$T_s = 88.05^\circ\text{C}$$

* Duffie y Beckman, Solar Energy Thermal Processes, Ed. Wiley-Interscience, E.U. 1974, Pg 164.

* Duffie y Beckman, Solar Energy Thermal Processes, Ed. Wiley-Interscience, E.U. 1974, Pg 147.

Eficiencia Horaria de recolección (η)

$$\eta = \frac{q_U}{U b_{col} + I_{nd}}$$

$$\eta = \frac{513.73}{719.56 + 241.69} = 0.534$$

6.8 AREA DE RECOLECCION DEL COLECTOR.

El siguiente paso en el estudio del sistema de absorción solar consiste en determinar el área de recolección del colector, para operar el ciclo de absorción de acuerdo a la carga térmica del espacio acondicionado que la máquina debe manejar.

Se tomará como base una tonelada de refrigeración como carga térmica del espacio acondicionado y a partir de esta se calculará el área de recolección necesaria.

El flujo másico de agua para una tonelada de refrigeración es calculada en 11.33 Kg / min.

El colector; cada faja es de 0.16 metros de ancho por 4 metros de largo y albergará un conducto de 0.0134 metros de diámetro que para operar entre 78°C de temperatura de entrada y 93.3°C de temperatura de salida, debe circular un flujo másico de 28 Kg / h; se necesitará cierto número de conductos, los cuales se calculan a continuación:

$$\text{Número de conductos} = 679.8 / 28 = 24.2.$$

Aproximadamente s 24 conductos.

Como cada conducto está dentro de una faja de 0.16 x 4 metros, el ancho del colector será el siguiente:

Ancho del colector = $24 \times 0.16 = 3.84$ metros.

Es decir, que las dimensiones del colector para manejar una tonelada de refrigeración en la máquina de absorción será de 3.84×4 metros, y el área de recolección será de 15.36 metros cuadrados.

Una vez determinada el área del colector, se puede hacer el balance energético en todo el colector.

RADIACIÓN INCIDENTE SOBRE EL COLECTOR.

$$(I_{\text{col}} + I_{\text{hd}}) \times A = (719.02 + 241.69) \times 15.36 = 14,756.5 \text{ W}$$

RADIACIÓN ABSORBIDA POR EL COLECTOR:

$$I_{\text{col}} \times A = 714.07 \times 15.36 = 10,968.11 \text{ W}$$

COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL COLECTOR

$$U_L = U_t + U_b + U_e$$

$$U_L = 2.61 + 0.79 + \frac{\frac{0.066 \times 0.05 \times 15.36}{0.05}}{15.36} = 3.46 \text{ W /m}^2\text{°C}$$

TEMPERATURA MEDIA DEL FLUIDO T_{mf} .

$$T_{\text{mf}} = 78 + \frac{513.73}{3.46(0.920)} \left[1 - \frac{0.920}{0.945} \right] = 82.27^\circ\text{C}$$

TEMPERATURA MEDIA DE LA PLACA T_{mp} .

$$T_{mp} = 82.27 + \frac{513.73 \times 15.36}{(746.53)\pi(0.0314)(24)(4)} = 84.88^\circ\text{C}$$

Esta temperatura de la placa, difiere de la temperatura asumida al principio (86.65°C), sin embargo, el efecto sobre el comportamiento térmico del colector es insignificante, como se verá al evaluar todos los parámetros, utilizando esta última temperatura de la placa (84.88°C), se obtiene los siguientes resultados:

$$U_t = 2.41 \text{ W / m}^2\text{°C}; F = 0.983; F^2 = 0.971; FR = 0.953.$$

Estos son los valores casi iguales a los obtenidos al principio, utilizando estos nuevos valores, se calculará nuevamente U_L , T_{mf} , T_{mp} , los cuales serán más representativos que los anteriores y a partir de estos se evalúan las pérdidas de calor del colector.

$$U_L = 2.41 + 0.79 + \left(\frac{\frac{0.066 \times 0.05 \times 15.36}{0.05}}{15.36} \right) = 3.27 \text{ W / m}^2 \text{ °C}$$

$$T_{mf} = 78 + \frac{513.73}{3.27(0.953)} \left[1 - \frac{0.953}{0.983} \right] = 83.03^\circ\text{C}$$

$$T_{mp} = 83.03 + \frac{513.73 \times 1}{(746.63)\pi(0.0134)(24)(4)} = 85.64$$

PERDIDAS DE CALOR DEL COLECTOR.

$$Q_L = U_L A \Delta T = 3.27(15.36)(85.64 - 30.6) = 2764.5 \text{ W}$$

CALOR UTIL A PARTIR DEL BALANCE ENERGETICO EN TODO EL COLECTOR

$$Q_U = I_{col} (A) - Q_L$$

$$Q_U = 714.07 (15.36) - 2764.5 = 8203.61 \text{ W}$$

CALOR UTIL POR UNIDAD DE AREA

$$q_U = Q_U / A = 8203.61 / 15.36 = 534.1 \text{ W / m}^2$$

Comparando este valor, con el obtenido anteriormente (513.73), se obtiene un error del 3.81%, el cual esta dentro de un rango de error aceptable.

TEMPERATURA DE SALIDA DEL COLECTOR

Comparando la cantidad anterior con el valor inicialmente calculado (88.05°C), se tiene una diferencia de temperatura insignificante.

6.9 CONSIDERACIONES DE CONTROL:

Para obtener un funcionamiento óptimo en la unidad de absorción, es necesario el uso de controles que establezcan la operación del sistema ante distintos cambios en los niveles de temperatura.

Un sistema de control debe de cuidar los siguientes aspectos:

- 1) Limitar la temperatura del generador y la concentración de la solución para evitar problemas de cristalización.
- 2) Mantener constante el nivel del refrigerante en el evaporador, para evitar problemas de cavitación en la bomba de refrigerante.
- 3) Mantener constante la capacidad del sistema ante cualquier cambio en la temperatura del agua de enfriamiento.
- 4) Mantener constante la temperatura del agua enfriada ante cualquier cambio en la capacidad del sistema.
- 5) Mantener constante la temperatura del evaporador ante cualquier cambio en la temperatura del agua de enfriamiento.

La operación continua y eficiencia de un sistema práctico de absorción, se garantiza por la acción combinada de los siguientes cuatro controles.

VALVULA DE CONTROL DEL AGUA CALIENTE:

Este control gobierna automáticamente el flujo de agua caliente al generador, en respuesta a los cambios en las condiciones de operación (en condiciones normales de operación). Un recorte de ésta válvula, hará reducir la capacidad del sistema, es decir, al reducirse el flujo de agua caliente al generador, disminuirá su temperatura, produciendo que la concentración de la solución fuerte disminuya, lo cual se traduce en una menor capacidad del sistema. Esta válvula opera en respuesta a disminuciones tanto en la temperatura del agua de enfriamiento, como en la temperatura del agua enfriada.

En el primer caso, al reducirse la temperatura del agua de enfriamiento, también se reducirá la concentración de la solución diluida, produciendo un aumento en la capacidad del sistema. Con la operación de la válvula, se logra mantener constante la capacidad del sistema al reducir la concentración de la solución fuerte.

En el segundo caso, la disminución de la temperatura del agua enfriada, nos indica que sistema requiere de menos capacidad para mantener ésta temperatura dentro de los niveles correctos de operación. Al accionarse la válvula se reduce la capacidad del sistema, manteniendo constante ésta temperatura.

VALVULA DE CONTROL DE DESCARGA:

Este control mantiene constante el nivel de refrigerante en el evaporador, para evitar problemas de cavitación en la bomba de refrigerante. El bajo nivel de refrigerante en el evaporador, se debe a una reducción en la temperatura del generador.

Al actuar la válvula en respuesta a un sensor de bajo nivel, localizado en la salida del evaporador, se transfiere algo de la solución diluida que sale del absorbedor al tubo de succión de la bomba, para mantener el nivel del refrigerante y eliminar la posibilidad de cavitación en la bomba de refrigerante.

VALVULA DE CONTROL ESTABILIZADORA:

Este control protege a la unidad de pérdidas por sobre-enfriamientos transitorios en el evaporador, debidas a reducciones en la temperatura del agua.

Al reducirse la temperatura del agua de enfriamiento, se reducirá también la presión del absorbedor del evaporador, lo cual producirá que se disminuya la temperatura del evaporador. Para corregir ésta situación, éste control transferirá refrigerante del circuito del evaporador al circuito del absorbedor para restablecer así la temperatura normal de operación de la unidad.

Este restablecimiento se debe a que al accionar la válvula, se reduce el flujo de refrigerante hacia el evaporador, provocando un aumento en la temperatura del evaporador.

TUBO DE DESCRISTALIZACIÓN AUTOMATICO:

Este control elimina toda presencia de cristalización debida a altas concentraciones de la solución. Al presentarse la menor cristalización, se transfiere directamente algo de la solución caliente del generador a los tubos del absorbedor, de tal forma que el calor de la solución reducirá la concentración de la solución, obligando al sistema a regresar a sus condiciones normales de operación.

6.10 INTERCONEXIÓN DE LOS COLECTORES:

El número de colectores para operar esta máquina será de 5 y el tipo de interconexión que mejor se adapta es la interconexión en paralelo, es decir, las entradas y salidas de los colectores partirán y llegarán a una misma tubería madre.

Con el objeto de asegurar el flujo correcto en cada colector, habría necesidad de dimensionar correctamente las tuberías de alimentación y retorno, así como utilizar válvulas en la entrada de cada colector. La bomba de recirculación deberá tener una capacidad suficiente para manejar el caudal de los colectores (43.55 Kg / min) a las condiciones de operación (perdidas de presión, elevación estática, etc.). El diagrama de la interconexión se muestra en la figura No. 3 del anexo.

Las tuberías madres de alimentación y retorno serán de cobre y deberán estar aisladas. Para mantener la caída de temperatura asumidas en los cálculos.

CONCLUSIONES

A lo largo de este trabajo se ha discutido la posibilidad de usar la energía solar para operar un sistema de enfriamiento por absorción, las conclusiones más importantes que se pueden señalar son:

- Un ciclo de absorción operado por energía solar, es técnicamente factible modificando convencionalmente el ciclo, en lo que se refiere a las temperaturas de operación, especialmente en el concentrador, con el objetivo de utilizar colectores solares de placa plana como fuente de calor.
- Los sistemas de absorción que utilizan la combinación Bromuro de Litio – Agua, son los mejores candidatos para una aplicación de la energía solar, debido al rango de temperaturas de operación (alrededor de los 100°C), en el concentrador.
- En aplicaciones de aire acondicionado como en el caso estudiado, la máquina de absorción operada con energía solar es especialmente apropiada, por la casi coincidencia entre la variación de la carga térmica de enfriamiento del espacio acondicionado y la variación de la intensidad de radiación durante el día.
- La máquina de absorción funcionando en una base diaria (o 10 horas de operación como en la mayoría de aplicaciones de aire acondicionado en nuestro país), no requeriría de almacenador de calor en la instalación solar, puesto que la variación de la intensidad de radiación estaría acompañada por variaciones en la carga térmica de enfriamiento.

- Un colector solar de placa plana que opere un ciclo de absorción, deberá tener 2 cubiertas transparentes como mínimo y utilizar una superficie selectiva en la placa absorbadora, con el objeto de disminuir las pérdidas de calor hacia el ambiente y aumentar la eficiencia de recolección. Esto es necesario, debido a las altas temperaturas de operación del colector (alrededor de los 100°C).
- La mejor forma de interconectar los colectores, en el caso de que se utilicen varios, es por medio del arreglo en paralelo, ya que con este se puede suministrar mucho más calor a la máquina, según las necesidades, manteniendo las mismas temperaturas de operación.
- Los costos de una instalación solar, comparados con uno que utilice una fuente convencional de energía, presentará desventajas en lo que se refiere a la inversión inicial, pero grandes ventajas en los costos de operación y mantenimiento, si a esto agregamos los precios crecientes de los combustibles fósiles y la electricidad y la dependencia energética de los mismos, la energía solar resulta bastante beneficiosa.
- Cualquier sistema con características similares a las encontradas en esta, puede perfectamente representar una aplicación más, en el aprovechamiento de este abundante recurso que es la energía solar.

BIBLIOGRAFIA.

1. Avallone A. Eugene. Manual del ingeniero mecánico. (México 1996, Editorial McGraw – Hill, novena edición).
2. Cheremisinoff P. Nicholas. Manual de bolsillo de transferencia de calor. (Houston, Texas 1984, Editorial Gulf).
3. Dossat Roy J. Principios de refrigeración (México 1995, CECSA, quinta edición-s.f).
4. Duffie y Beckman. Solar Energy Thermal Processes (E.U. 1974, editorial Wiley – Interscience)
5. Fuentes Hidalgo, Jorge Alberto. Diseño y construcción de un equipo de laboratorio para recuperación y reciclado de sustancias refrigerantes, en tesis de la Universidad de El Salvador (San Salvador, Octubre 1996).
6. Fires Virgil Moring, Termodinámica (México 1990 Editorial Uteha, segunda edición, s.f)
7. Grainger, Catalogo General.
8. Holman J.P. Transferencia de calor (México 1989, Editorial continental S.A. de C.V. Tercera impresión)
9. Lerma Eduardo Avendaño, Diseño de un sistema de refrigeración por absorción utilizando la energía solar como fuente alternativa, en tesis de la Universidad Iberoamericana (México D.F. 1985)
10. Montgomeri H, Richard, energía solar, selección del equipo, instalación y aprovechamiento, (Editorial Limusa S.A. de C.V., primera edición 1986)
11. Mataix Claudio, mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas (México 1982, Editorial Harla, segunda edición).
12. Mills A.F., Transferencia de calor, (México 1994, Editorial McGraw – Hill)

13. Rase F. Hoard, Diseño de tuberías para plantas de proceso (Barcelona España, Editorial Blume, segunda edición)
14. Sigüenza Ramírez Ernesto, Diseño y construcción de un colector solar de concentración de canal parabólico para usos experimentales, en tesis de la Universidad de El Salvador.
15. Therlkeld James L. Ingeniería del ámbito Térmico, (Editorial Prentice – Hall, internacional, segunda edición, E.U.A. 1973)
16. Wark Kennet Jr. Termodinámica, (México 1993, Editorial McGraw – Hill, quinta edición, s.f)
17. Witss Gld.lteso.Mx/solar/descrip.htm/

ANEXO

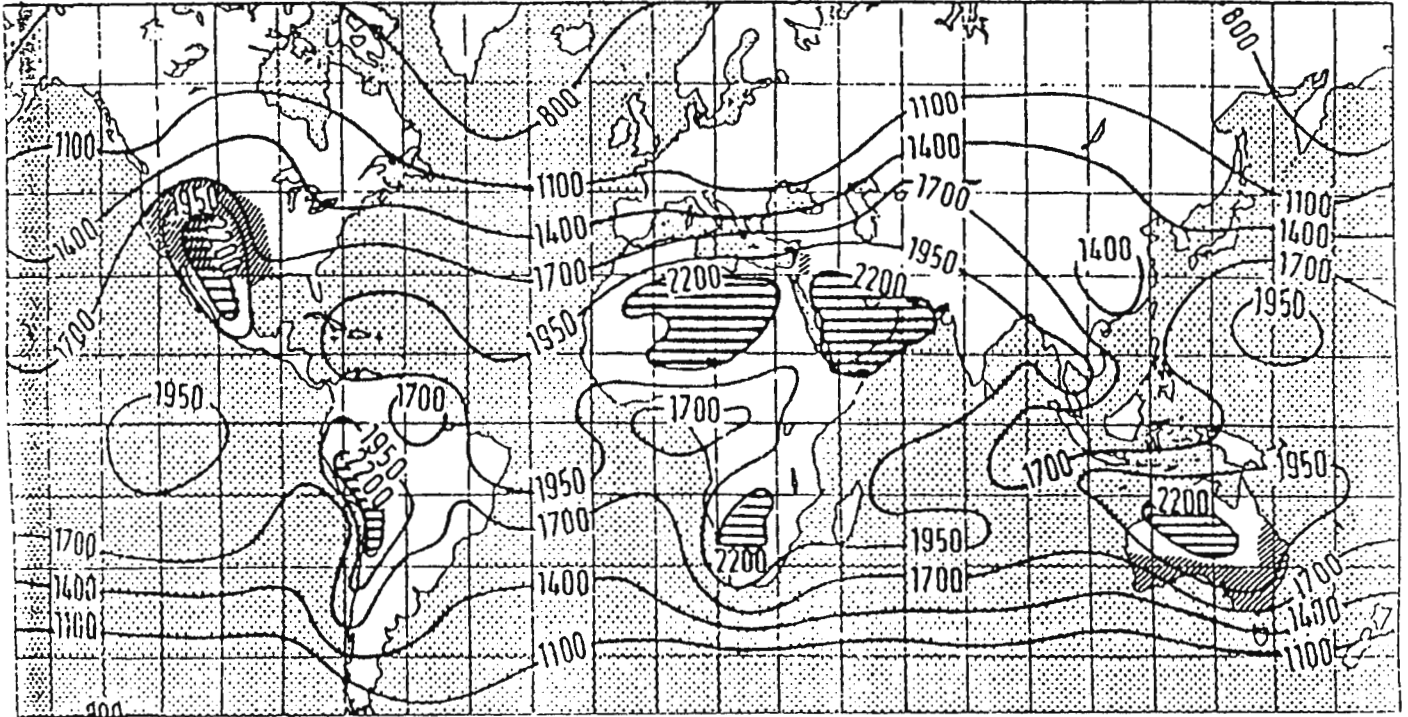


Figura 1.

Mapa mundial de Radiación

CONDENSADOR 12 TUBOS

GENERADOR 16 TUBOS

EVAPORADOR 12 TUBOS

ABSORBEDOR 12 TUBOS

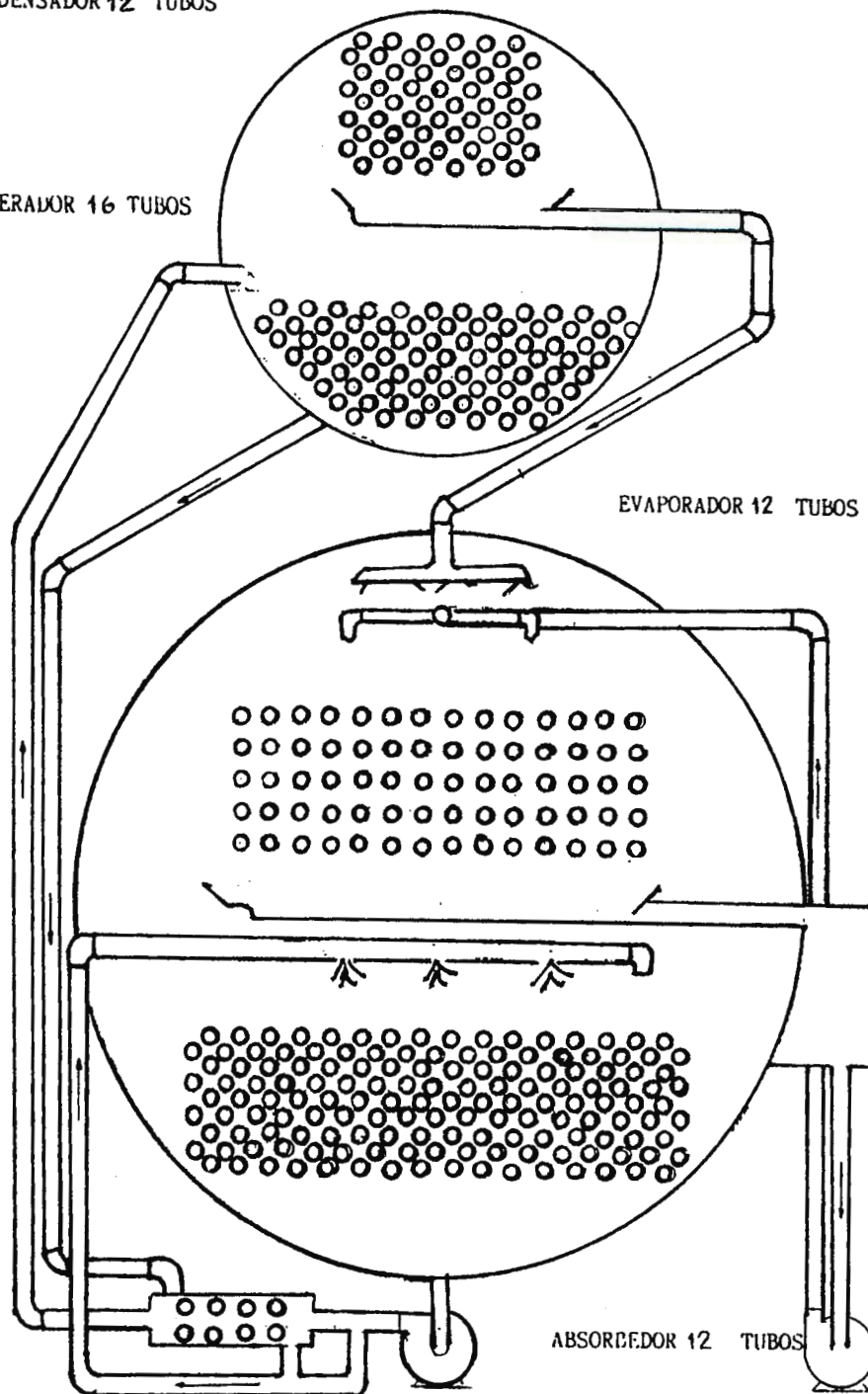
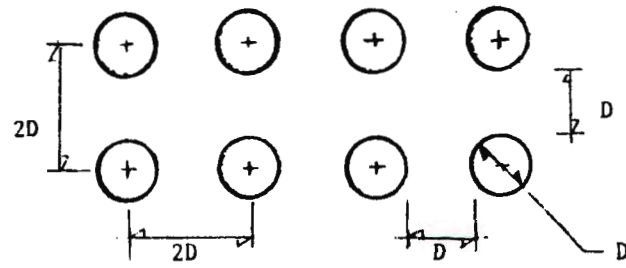
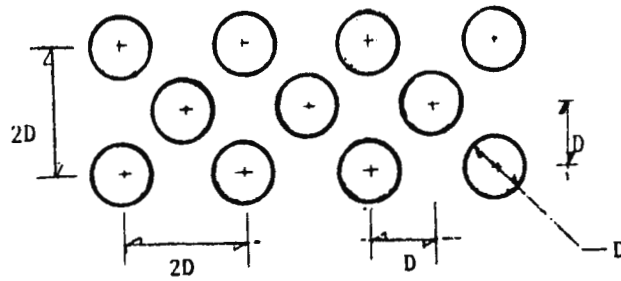


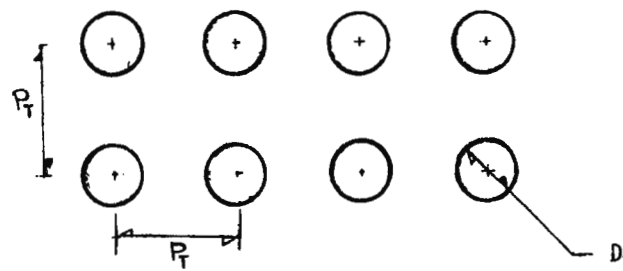
Figura 2.



Arreglo del Evaporador



Arreglo de condensador



Arreglo del intercambiador

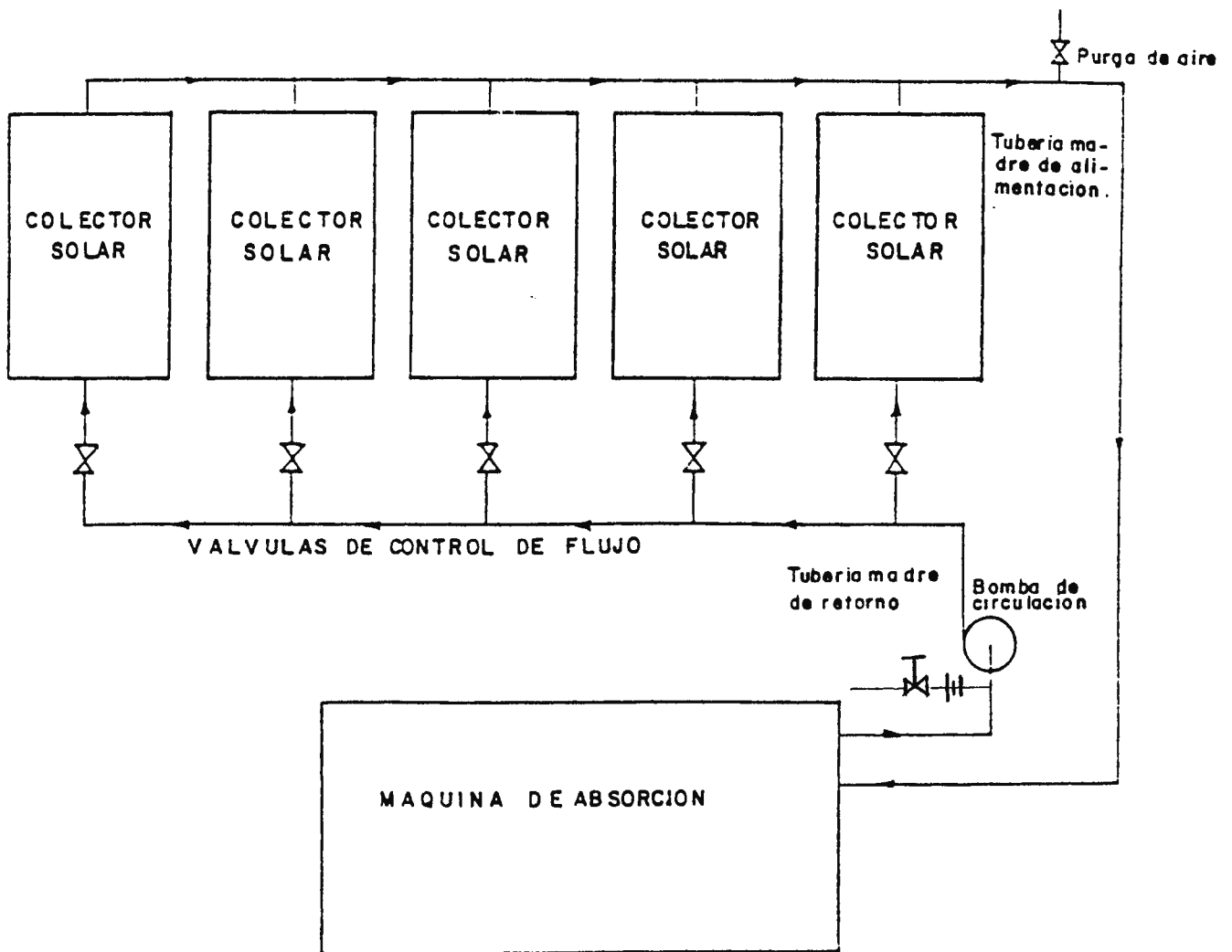


Figura 3.

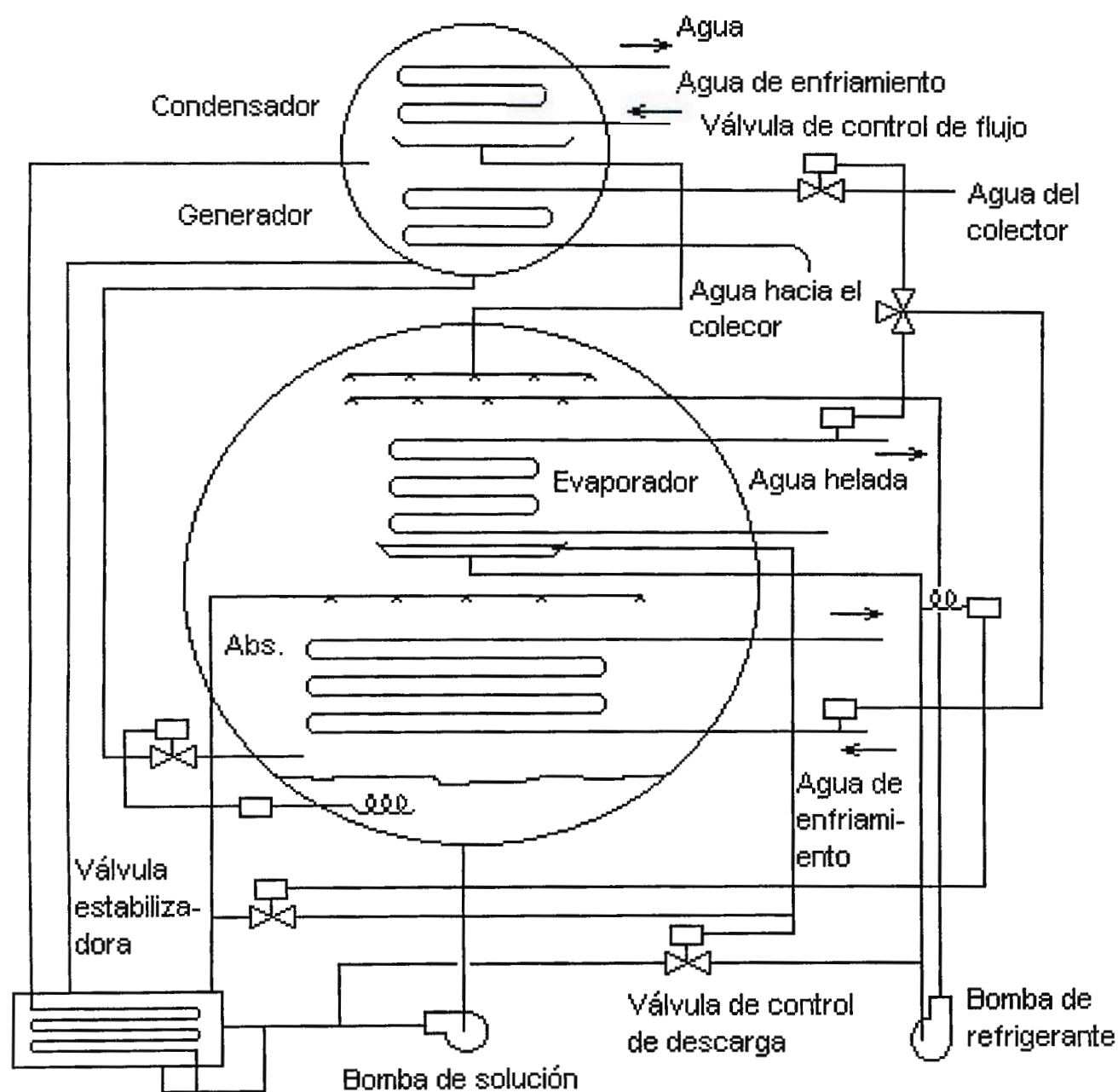


Fig. 4

ENERGIA SOLAR DISPONIBLE EN EL SALVADOR (Calculada a partir de información de radiación y brillo solar)

NOMBRE DE ESTACIÓN	CODIGO	LATITUD	LONGITUD	ALTURA	PROMEDIOS MENSUALES DE LA RADIACION GLOBAL DIARIA (MJ / m2)									NOMBRE ESTACION
		grad.	grad.	mts.	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	ANUAL	A	B	
BFCIO. LA CARRERA	U11	13.33	88.53	75	17.67	19.27	19.94	18.73	17.36	17.29	18.20			BFCIO. LA CARRERA
					6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	5.00			
					0.65	0.66	0.90	1.07	1.04	0.78	1.40			
LA UNION	N15	13.33	87.88	95	17.16	18.65	19.89	18.95	17.44	18.06	17.87			LA UNION
					13.00	13.00	13.00	13.00	12.00	12.00	12.00			
					1.24	1.96	1.89	2.37	2.31	2.09	2.38			
STA. CRUZ PORTILLO	V06	13.44	88.8	30	17.00	18.90	19.70	19.00	17.50	16.30	17.51	0.211	0.419	STA. CRUZ PORTILLO
BFCIO. EL PAPALON	M06	13.44	88.12	80	17.00	18.80	19.90	19.50	17.80	17.00	17.80	0.211	0.419	BFCIO. PAPALON
SANTIAGO DE MARIA	U06	13.48	88.47	920	18.20	20.10	21.10	20.00	17.50	16.30	18.15	0.214	0.483	SANTIAGO DE MARIA
ACAJUTLA	T06	13.57	89.83	15	17.30	19.00	19.70	19.40	17.60	16.60	17.55	0.211	0.419	ACAJUTLA
SANTA TECLA-SK	L08	13.68	89.28	965	18.10	19.90	20.80	19.80	17.70	16.50	18.18	0.248	0.412	SANTA TECLA-SK
MATRIZ	S27	13.69	89.14	650	18.10	19.86	21.88	20.78	18.67	18.82	19.15			MATRIZ
					11.00	10.00	11.00	11.00	10.00	10.00	9.00			
					1.05	1.65	1.15	1.39	1.39	1.86	2.23			
SAN FRCO GOTERA	Z02	13.69	88.1	250	18.10	20.20	21.10	20.60	18.70	18.30	18.93	0.230	0.448	SAN FRCO GOTERA
APASTEPEQUE	V13	13.7	88.75	570	16.55	18.66	19.15	18.38	17.35	16.79	17.38			APASTEPEQUE
					8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00			
					1.09	1.05	1.48	1.87	1.81	1.50	2.10			
OBSERVATORIO-SS	S05	13.7	89.21	710	17.19	18.64	18.69	19.23	17.04	16.97	17.83			OBSERVATORIO-SS
					13.00	14.00	14.00	14.00	13.00	14.00	13.00			
					1.20	1.61	1.37	1.77	1.52	2.09	2.50			
SESORI	M18	13.71	88.37	195	18.30	20.30	21.30	20.50	18.50	17.90	18.62	0.230	0.448	SESORI
CERRO CACAHUATIQUE	M23	13.766	88.23	1370	17.20	19.30	20.20	17.40	15.50	15.60	16.93	0.214	0.483	CERRO CACAHUATIQUE

Tabla 1

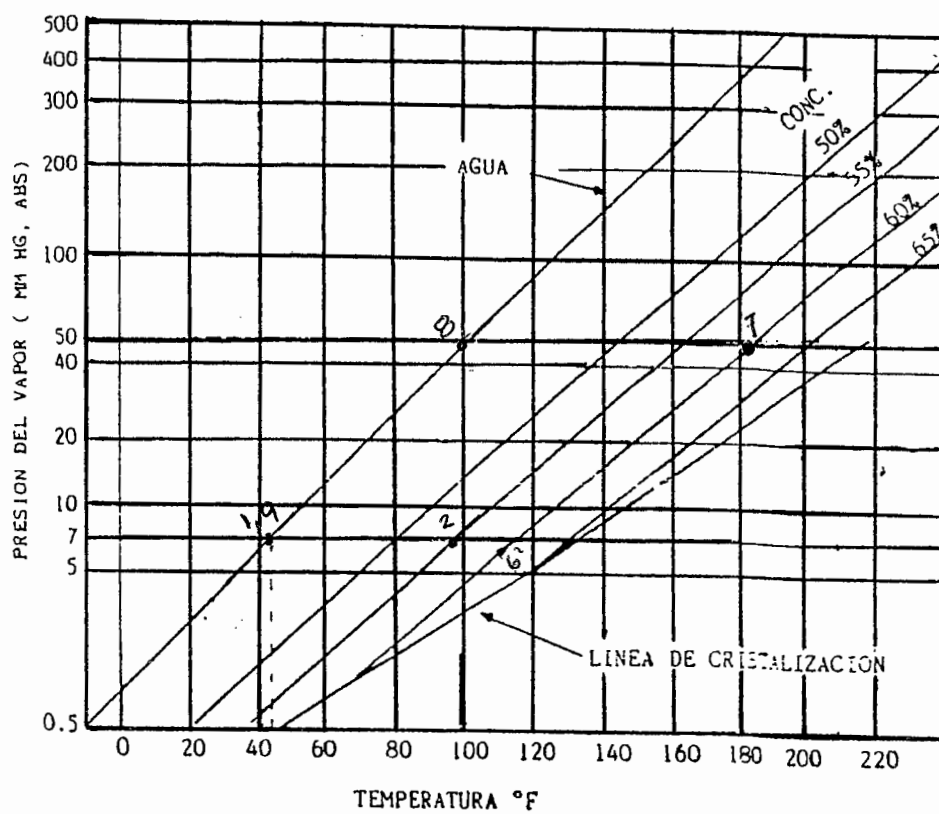
ENERGIA SOLAR DISPONIBLE EN EL SALVADOR (Calculada a partir de información de radiación y brillo solar)

NOMBRE DE ESTACIÓN	CODIGO	LATITUD	LONGITUD	ALTURA	PROMEDIOS MENSUALES DE LA RADIACION GLOBAL DIARIA (MJ / m2)									NOMBRE ESTACION
		grad.	grad.	mts.	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL	A	B	
BFCIO. LA CARRERA	U11	13.33	88.53	75	19.36	19.52	17.36	17.31	17.16	16.90	18.20			BFCIO. LA CARRERA
					6.00	6.00	6.00	5.00	5.00	5.00	5.00			
					0.81	0.97	1.26	1.02	0.94	0.51	1.40			
LA UNION	N15	13.33	87.88	95	19.03	18.01	17.45	17.05	16.32	16.39	17.87			LA UNION
					12.00	13.00	13.00	13.00	13.00	13.00	12.00			
					2.83	3.12	2.13	1.74	1.58	1.53	2.38			
STA. CRUZ PORTILLO	V06	13.44	88.8	30	18.30	18.30	16.30	16.10	16.40	16.30	17.51	0.211	0.419	STA. CRUZ PORTILLO
BFCIO. EL PAPALON	M06	13.44	88.12	80	18.80	18.70	16.80	16.70	16.30	16.30	17.80	0.211	0.419	BFCIO. PAPALON
SANTIAGO DE MARIA	U06	13.48	88.47	920	19.20	19.00	15.90	16.00	17.10	17.40	18.15	0.214	0.483	SANTIAGO DE MARIA
ACAJUTLA	T06	13.57	89.83	15	18.30	17.50	16.10	16.20	16.50	16.50	17.55	0.211	0.419	ACAJUTLA
SANTA TECLA-SK	L08	13.68	89.28	965	19.10	18.80	16.40	16.30	17.10	15.50	18.18	0.248	0.412	SANTA TECLA-SK
MATRIZ	S27	13.69	89.14	650	21.22	20.29	17.54	17.11	17.93	17.16	19.15			MATRIZ
					10.00	10.00	10.00	10.00	9.00	10.00	9.00			
					1.47	2.50	1.96	1.85	0.62	0.95	2.23			
SAN FRCO GOTERA	Z02	13.69	88.1	250	19.90	19.70	17.80	17.70	17.60	17.50	18.93	0.230	0.448	SAN FRCO GOTERA
APASTEPEQUE	V13	13.7	88.75	570	18.43	18.49	16.45	16.07	16.40	15.78	17.38			APASTEPEQUE
					8.00	9.00	9.00	8.00	8.00	8.00	8.00			
					2.95	2.41	2.17	1.53	0.96	1.12	2.10			
OBSERVATORIO-SS	S05	13.7	89.21	710	19.59	18.34	16.66	16.80	17.20	16.56	17.83			OBSERVATORIO-SS
					13.00	13.00	13.00	14.00	14.00	14.00	13.00			
					1.72	2.64	2.02	1.48	0.95	1.38	2.50			
SESORI	M18	13.71	88.37	195	19.50	19.00	16.90	16.80	17.20	17.30	18.62	0.230	0.448	SESORI
CERRO CACAHUATIQUE	M23	13.766	88.23	1370	18.60	17.50	15.60	14.70	15.70	15.90	16.93	0.214	0.483	CERRO CACAHUATIQUE

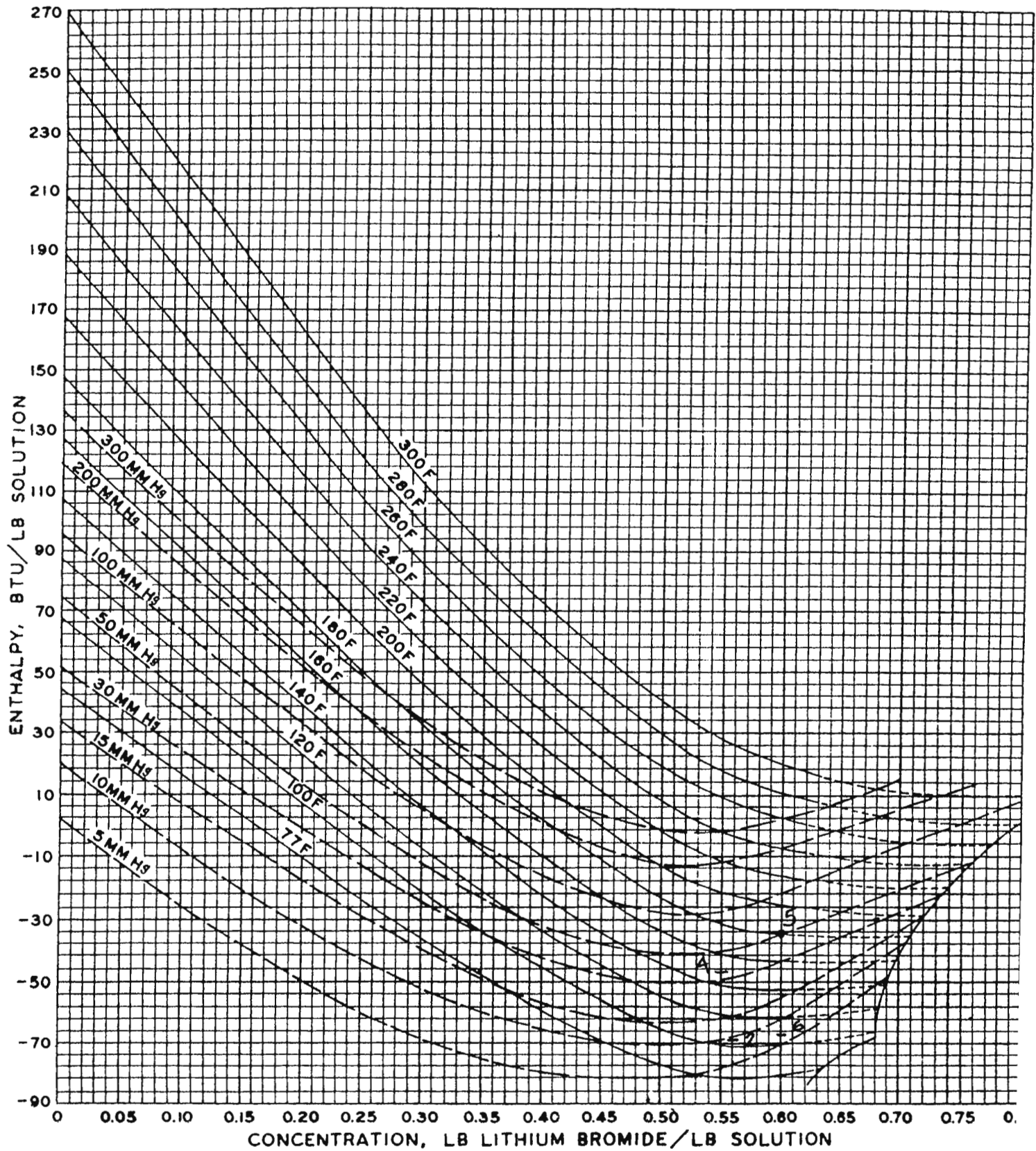
Tabla 2

Punto o Estado	Presión Kpa (mmHg)	Temperatura °C (°F)	Concentración % Lb BrLi / Lb solución	Entalpía Kj / Kg (BTU / lb)
1	1.02 (7.63)	7.22 (13)	0.0	2512.5 (1081.1)
2	1.02 (7.63)	36.6 (98)	0.56	-169.65 (-73)
3	6.55 (49.10)	36.6 (98)	0.56	-169.65 (-73)
4	6.55 (49.10)	68.33 (155)	0.56	-100.23 (-43.13)
5	6.55 (49.10)	82.2 (180)	0.60	-81.34 (-35)
6	6.55 (49.10)	42.22 (108)	0.60	-155.71 (-67)
6'	1.02 (7.63)	42.22 (108)	0.60	-155.71 (-67)
7	6.55 (49.10)	82.22 (180)	0.0	2652 (1141.1)
8	6.55 (49.10)	37.77 (100)	0.0	258.15 (68.05)
9	1.02 (7.63)	7.22 (13)	0.0	258.15 (68.15)

Tabla 3



Gráfica 1.



GRAFICA # 2

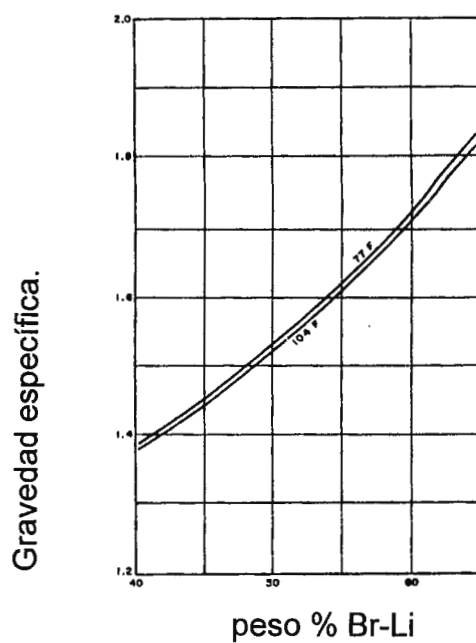


Gráfico No 3. Gravedad específica de solución acuosa de Bromuro de Litio.

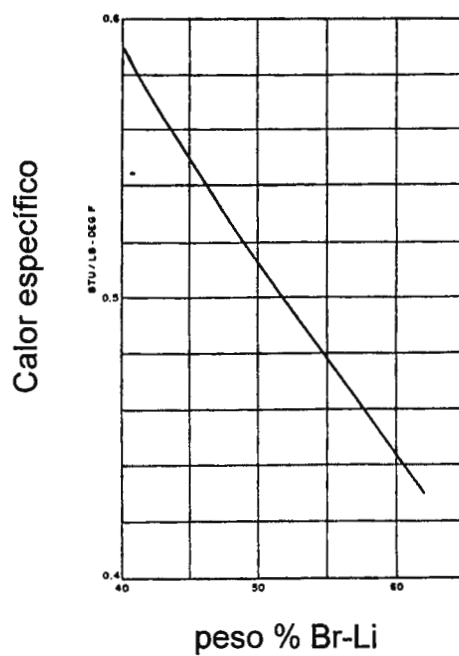


Gráfico 4, Calor específico de solución acuosa de Bromuro de Litio.

DISPOSITIVOS Y ELEMENTOS DE CONTROL DEL SISTEMA

Descripción	Marca	Modelo	Caudal (gal/min)	Hp	Volt.	Amp.	PH	R.P.M.	Temp.	Costo (¢)	N.A.	N.C.	DIMENSION
Bomba del Absorbedor	Grundfos	UP15 - 42F	11.89	1/25	115	1.0	1.0	1600		1225			
Bomba del Colector	Taco	005 - F2	15.8	1/35	115	0.7	1.0	3250		1200			
Bomba del Evaporador	Grundfos	UP26 - 96F	1.0	1/12	115	1.0	1.0	2450		1250			
Válvula de Control	Dayton	13A02 - 101			24	0.35				635			Ø=1/2"
Válvula Selenoide	Dayton	3A424			24	0.35				450		X	Ø=1/4"
Termostato	Dayton	2E848			120	16			0 – 120°F	500	X		
Torre de enfriamiento	Baltimor Aircoil	FXT-6		1/2									L=2' 1/8", H=4' 7 7/8", Alto=6' 9 3/8" Peso=980 lb