



T
697.93
VER

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

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

“Diseño de un Acondicionador de Aire de bajo costo de operación
para zonas remotas utilizando al Sol como Fuente de Energía.”

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERA MECANICA

Presentada por:

Shirley Giomar Vera Silva.

GUAYAQUIL – ECUADOR



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

AÑO 2005

AGRADECIMIENTO

En primer lugar a mi Dios por haberme dado la oportunidad de prepararme, a mi madre por su apoyo incondicional y por creer siempre en mi, a mi mamita por sus sabias enseñanzas, a mis tíos por sus acertados consejos, a Ma Elisa por presionarme a seguir hasta el final, Patricio Moreno por su invaluable ayuda, y como no al Ing. Ernesto Martínez por apoyarme en todo momento.

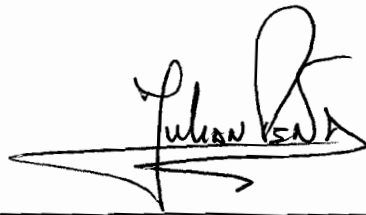


CIB-ESPO¹,

DEDICATORIA

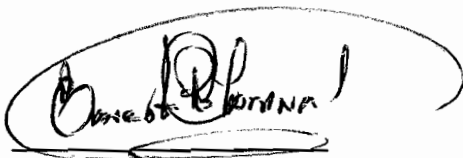
A mi madre Lucia que me apoyo y me dio ánimos en todo momento, a mi mamita Alejandrina quien supo cuidarme y guiarme por el buen camino, a mis tías, Patricia, Reina y Francia que siempre estuvieron a mi lado apoyándome en lo que necesite, a mi tío Fernando quien día a día me decía palabras que hicieron que me enamore mas de mi carrera.

TRIBUNAL DE GRADUACION

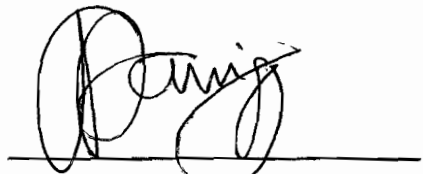


CIB-ESPOL

Ing. Julián Peña E.
DELEGADO DEL DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE TESIS



Dr. Alfredo Barriga R.
VOCAL



CIB-ESPOL

DECLARACION EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Shirley Vera Silva
Shirley Vera Silva



CIB-ESPOL

RESUMEN

El costo de la energía eléctrica es cada vez más alto, ocasionando que muchas personas no puedan mantener un equipo acondicionador de aire en su residencia u oficina, por su alto consumo energético.

Por esta razón se está buscando producir energía de la manera más económica dándole paso a las fuentes no convencionales de energía, entre ellas la energía solar la cual es completamente gratis y nuestro país por su posición geográfica es privilegiado al recibir gran cantidad de esta fuente de energía diariamente.

Cuando se piensa en energía solar se tiene la creencia que solo se puede usar para secar, destilar o calentar agua o cualquier otro elemento pero no se piensa que mediante este medio también se puede enfriar.

El objetivo de mi tesis es desarrollar un sistema acondicionador de aire residencial para zonas remotas que tenga como fuente principal de energía la energía solar reduciendo el consumo de energía eléctrica convencional, llamando a zonas remotas aquellos lugares apartados donde resultaría muy caro el colocar algún generador debido a que transportar el diesel hasta ese lugar sería muy caro y difícil de hacer.



CIB-ESPOL

Este proyecto en particular tiene la ventaja que no debe estar funcionando las 24 horas del día si no solamente cuando las temperaturas sean mas elevadas y esto ocurrirá cuando la emisión de energía solar sea mas intensa lo cual significa que tendremos una mayor captación de energía y por lo tanto podremos producir el frío necesario para el confort requerido.

Se realizará una simulación del funcionamiento del absorbedor en relación con la variación de la radiación solar en el día, lo cual servirá para que se de una idea de cuan eficiente podría ser este tipo de acondicionador de aire.

El principio de refrigeración utilizado en el diseño del acondicionador de aire es por absorción teniendo como única fuente de energía la solar. La capacidad del acondicionamiento de aire solar será de 8000 BTU y tendrá una fuente auxiliar de energía para que este pueda funcionar en momentos en que no haya captación de energía solar. La fuente auxiliar de energía será alimentada mediante energía solar también la cual será almacenada en un banco de baterías.

Al hablar del ámbito económico se puede conservar que si bien es cierto la inversión inicial de uno de estos acondicionadores de aire es mucho mas elevada que la de uno tradicional, pero a largo plazo el ahorro económico que se tiene es significativo ya que el único gasto a realizarse será el inicial de ahí en adelante se dependerá de la energía solar la cual es gratuita.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Por otro lado, al dejar a un lado el ámbito económico y a pesar de ser más alto su costo, se debe considerar que este puede llegar a lugares donde los convencionales no lo podrían hacer por falta de energía eléctrica.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	IX
ABREVIATURAS.....	XII
SIMBOLOGIA.....	XIV
INDICE DE FIGURAS.....	XV
INDICE DE TABLAS.....	XVI
INDICE DE PLANOS.....	XVII
ANTECEDENTES.....	1



CIB-ESPOL

CAPÍTULO 1

1. CONFORT.

1.1. Concepto de Acondicionamiento de Aire.....	4
1.2. Funcionamiento del Acondicionador de Aire.....	5
1.3. Principios Termodinámicos.....	10
1.4. Conceptos Fundamentales de Confort.....	15

CAPÍTULO 2

2. ENERGIA SOLAR.

2.1. Concepto.....	19
2.2. Calidad Termodinámica de la Radiación Solar.....	22

2.3.	Tipos de radiación.....	25
2.3.1.	Radiación Solar Directa.....	30
2.3.2.	Radiación Solar Difusa.....	31
2.4.	Tipos de Colectores Solares.....	32
2.4.1.	Colector Solar de Placa Plana.....	32
2.4.2.	Colector Solar de Concentración.....	34
2.5.	Definición de la Constante Solar.....	38
2.6.	Estimación del Promedio de Radiación Solar recibida en Guayaquil.....	40
2.7.	Impacto Ambiental de la Energía Solar Fotovoltaica.....	41
2.8.	Componentes de un Panel Fotovoltaico.....	44

CAPITULO 3

3. SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION.

3.1.	Descripción del Sistema de Refrigeración por Absorción.....	49
3.2.	Consideraciones de Operación.....	62
3.3.	Interés Energético (C.O.P).....	65
3.4.	Impacto Ambiental de un Sistema de Absorción.....	70
3.5.	Absorción vs. Compresión Mecánica.....	71
3.6.	Descripción del Funcionamiento del Acondicionador de Aire por Absorción usando Energía Solar.....	74

3.7. Tipos de Mezclas usadas en Sistemas de Refrigeración por Absorción.....	77
3.8. Justificación de la Mezcla Seleccionada.....	79

CAPITULO 4

4. CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL ACONDICIONADOR DE AIRE SOLAR.

- 4.1. Consideraciones Preliminares.
- 4.2. Determinación de la Intensidad Solar.
- 4.3. Balance Energético.
- 4.4. Diseño del Colector Solar.
- 4.5. Selección del Evaporador.
- 4.6. Selección del Condensador.
- 4.7. Diseño del Generador.
- 4.8. Selección de la Fuente Auxiliar de Energía.
- 4.9. Selección de válvulas
- 4.10 Selección de instrumentos auxiliares
- 4.11. Dimensionamiento de las Tuberías.
- 4.12. Simulación del Funcionamiento del Absorbedor.
- 4.13. Costos.

CAPITULO 5

5. ANALISIS ECONÓMICO.

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

ANEXOS.

BIBLIOGRAFÍA.



CIB-ESPOL

ABREVIATURAS

C_p	Calor específico
C_{PF}	Calor específico de la solución
COP	Coefficiente de perfomancia
D	Diámetro exterior
d_i	Diámetro interior
F	Factor de corrección
G_{cs}	Constante solar
G_{fluido}	Flujo másico por unidad de superficie
H_o	Irradiación solar no reducida
H_p	Irradiación solar reducida
$H_{p,b}$	Irradiación directa
$H_{p,d}$	Irradiación difusa
h	Entalpía
h_e	coeficiente de convección exterior
h_{cF}	coeficiente de transferencia de calor por convección en la internase tubo fluido del colector solar
I_p	Irradancia promedio
K	conductividad
M	altura del colector
m	Flujo másico
m_{ref}	Flujo másico del refrigerante
N	Número de aletas
N	Número de cubiertas
N	Duración astronómica del día
N_u	Numero de Nusselt
n	Número de día del año
n	Promedio de horas de sol brillante
P	Presion
P	Perímetro
P_r	Número de Prandtl
Q	Ganancia de calor
Q_T	Carga total de enfriamiento
Q_c	Flujo de calor por la condensación
Q_s	Energía suministrada al generador

Q_{incd}	Energía total incidente absorbido por el colector
Q_u	Energía útil del colector
Q_L	Energía que se pierde en el colector solar
q_{conv}	Transferencia de calor por convección
q_{cond}	Transferencia de calor por conducción
R_a	Número de Rayleigh
R_e	Número de Reynolds
r_e	Radio exterior
r_i	Radio interior
T_{si}	Temperatura de la superficie interior
T_{se}	Temperatura de la superficie exterior
T_{pared}	Temperatura de la pared
U_L	Coficiente global de pérdidas de calor del colector
U_c	Coficiente de pérdida de calor por convección y radiación del colector
U_b	Coficiente de pérdida por conducción del colector
V	Volumen
v	Volumen específico
W	Espaciamiento entre tubos del colector solar
X	Concentración de la solución
X_M	Concentración molal
X_W	Concentración en función de la masa
ΔS	Variación de entropía
ΔT_{ml}	Temperatura media logarítmica

SIMBOLOGIA

A	Área
A_C	Área del colector
δ	Declinación solar
ε	Emisividad
ϕ	Latitud del lugar
Γ	Angulo acimutal
Γ_s	Angulo acimutal del sol
η_f	Eficiencia de la aleta
μ	Viscosidad dinámica
δ	Declinación solar
β	Inclinación de la superficie
ω	Angulo horario
Θ	Angulo de incidencia
Θ_z	Angulo cenital
α	Altitud del sol
α_s	Factor de corrección de la radiación incidente



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1	Ciclo de un acondicionador de aire por compresión.....	9
Fig. 2.1	Variación en la calidad termodinámica de la irradiancia con el factor de dilución.	24
Fig. 2.2	Espectro electromagnético de la Energía Solar.....	26
Fig. 2.3	Fenómenos de la Radiación Solar.....	29
Fig. 2.4	Colector de Placa Plana.....	33
Fig. 2.5	Esquema de un colector solar parabólico.....	36
Fig. 2.6	Algunos Modelos de Módulos Fotovoltaicos.....	46
Fig. 3.1	Sistema de refrigeración por absorción simple.....	49
Fig. 3.2	Maquina de refrigeración por absorción de Doble efecto.....	52
Fig. 3.3	Coefficiente de performant.....	56
Fig. 3.4	Ciclo de refrigeración por absorción Agua-Amoniaco-helio.....	75
Fig. 4.1	Relaciones angulares.....	84
Fig. 4.2	Radiación Global.....	88
Fig. 4.3	Radiación Solar en Guayaquil.....	89
Fig. 4.4	Características de la pared.....	95
Fig. 4.5	Efecto de la temperatura de trabajo en relación con N.....	107
Fig. 4.6	Gráfico Presión entalpía del sistema.....	110
Fig. 4.7	Curva de funcionamiento del ventilador seleccionado.....	113
Fig. 4.8	Características técnicas del ventilador seleccionado.....	113
Fig. 4.9	Calor rechazado por el condensador.....	114
Fig. 4.10	Carta del Agua Amoniacal.....	119
Fig. 4.11	Balance energético del generador.....	121
Fig. 4.12	Esquema del absorbedor.....	140
Fig. 4.13	Sección transversal del absorbedor.....	141
Fig. 4.14	Esquema de los esfuerzos longitudinales del absorbedor.....	141
Fig. 4.15	Diagrama de Von-Misses.....	142
Fig. 4.16	Esquema de la placa orificio.....	148
Fig. 4.17	Coefficiente de flujo C para orificios	145
Fig. 4.18	Variación de la Capacidad con la hora del día.....	155
Fig. 4.19	Comparación de Capacidad vs Carga Requerida por cada hora del día.....	158

INDICE DE TABLAS

Tabla 1	Datos de Nubosidad y Heliofanía para la ciudad de Guayaquil.....	85
Tabla 2	Radiación solar no reducida para Guayaquil.....	91
Tabla 3	Radiación solar global para Guayaquil.....	92
Tabla 4	Radiación difusa y directa para la ciudad de Guayaquil.....	93
Tabla 5	Valores de entalpías para diferentes ambientes.....	94
Tabla 6	Resistencia térmica debido al material.....	97
Tabla 7	Diferencia de temperatura en paredes y techos.....	99
Tabla 8	Valores de calor ganado por ocupantes.....	103
Tabla 9	Valores de coeficiente global de transferencia de calor U.....	111
Tabla 10	Datos de volumen específico de solución Amoniaco-Agua.....	124
Tabla 11	Aporte calorífico por renovación de aire a cada hora del día en Btu/h.....	153
Tabla 12	Aporte calorífico por paredes y techos a cada hora del día en Btu/h.....	154
Tabla 13	Cálculo de la Radiación Global total para un día determinado.....	157

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Esquema del colector Solar
Plano 2	Esquema del Generador
Plano 3	Condensador
Plano 4	Evaporador
Plano 5	Isométrico del sistema



CIB-ESPOL

ANTECEDENTES



CIB-ESPOL

El Sol, fuente de vida y origen de las demás formas de energía que el hombre ha utilizado desde los albores de la historia, puede satisfacer todas nuestras necesidades si aprendemos cómo aprovechar, de manera racional, la luz que continuamente derrama sobre el planeta. Ha brillado en el cielo desde hace unos cinco mil millones de años, y se calcula que todavía no ha llegado ni a la mitad de su existencia.

Durante el presente año, el Sol arrojará sobre la tierra cuatro mil veces más energía que la que vamos a consumir, no sería racional no intentar aprovechar, por todos los medios técnicamente posibles, esta fuente energética gratuita, limpia e inagotable, que puede liberarnos definitivamente de la dependencia del petróleo o de otras alternativas poco seguras o, simplemente contaminantes.

El acondicionamiento de aire en climas cálidos y húmedos es un problema de consumo energético al que se enfrentan tanto las empresas como los grupos familiares y centros comerciales establecidos en una zona de comportamiento climático como el descrito.

Es muy común que los conceptos de refrigeración y/o acondicionamiento de aire ocupen un gran porcentaje del total de la energía consumida en un



CIB-ESPOL

medio cualquiera, lo cual tiene implicaciones de costo, desperdicio de energía de alta calidad y contaminación ambiental. Como la mayor parte de los consumos de refrigeración son abastecidos mediante equipos accionados por electricidad, el aumento de demanda está provocando puntas de carga considerables en las redes eléctricas que en regiones tropicales como la nuestra puede extenderse a todo el año.

Actualmente existe tecnología cuya viabilidad se ha demostrado técnicamente para producir refrigeración mediante energía solar. Además de las ventajas medioambientales inherentes al uso de esta fuente energética, cabe destacar la coincidencia entre máxima demanda y máxima radiación solar.

La energía solar es una fuente potencial de aprovechamiento energético en el campo de acondicionamiento de aire. Existen muchas formas de aprovechar el calor solar para acondicionar térmicamente un recinto, de las cuales la más viable en términos de costo de operación y ahorro de energía es la constituida por el sistema de refrigeración por absorción.

La diferencia fundamental existente entre un sistema de refrigeración por absorción y uno de compresión mecánica, que es el encontrado en la mayoría de los hogares como equipo de aire acondicionado de ventana, radica en la fuente de energía que ambos requieren para operar.

En el caso del refrigerador de absorción, la energía eléctrica requerida en el sistema de compresión se ha suplantado por una adición de calor, el cual puede provenir de cualquier fuente, posibilitando el uso de energía solar para ello.

El presente trabajo trata del diseño de un acondicionador de aire de bajo costo de operación, para lo cual se ha tomado como fuente principal de energía la Solar y el sistema a utilizarse es el de refrigeración por absorción. Se realizará una simulación acerca del funcionamiento del absorbedor en relación a la cantidad de radiación recibida. También se hará un análisis de costos-beneficio comparativo entre un sistema acondicionador de aire por compresión y por absorción



CIB-ESPOL

CAPITULO 1

1. CONFORT

1.1. Concepto fundamental de acondicionamiento de aire

El **acondicionamiento de aire** consiste en regular las condiciones del aire en cuanto a temperatura (calefacción o refrigeración), humedad y limpieza. En condiciones ideales logra todo esto de manera simultánea.

Entre los aparatos de acondicionamiento están los autónomos y los centralizados.

Los primeros producen el calor y el frío y tratan el aire. Los segundos solamente tratan el aire y extraen el calor o el frío de un sistema centralizado.



La producción de calor suele confiarse a calderas que funcionan con combustibles. La de frío a máquinas frigoríficas, que funcionan por compresión o por absorción.

Generalmente, los acondicionadores de aire funcionan según un ciclo frigorífico similar al de los frigoríficos y congeladores domésticos. Al igual que estos electrodomésticos, los equipos de acondicionamiento poseen cuatro componentes principales:

Evaporador

Compresor

Condensador

Válvula de expansión

1.2. FUNCIONAMIENTO DEL ACONDICIONADOR DE AIRE

El acondicionador de aire o clima toma aire del interior de una recámara pasando por tubos que están a baja temperatura estos están enfriados por medio de un líquido que a su vez se enfría por medio del condensador, parte del aire se devuelve a una temperatura menor y parte sale expulsada por el panel trasero del aparato, el termómetro está en el panel frontal para que cuando pase el aire calcule la temperatura a la que está el ambiente dentro

de la recámara, y así regulando que tan frío y que tanto debe trabajar el compresor y el condensador.

La climatización es el proceso de tratamiento del aire de tal forma que se controlan simultáneamente su temperatura, humedad, limpieza y distribución para responder a las exigencias del espacio climatizado.

Control de la Temperatura

El calor es una forma de energía relacionada directamente con la vibración molecular. Cuando calentamos una sustancia, sus moléculas se mueven rápidamente, generando así una energía: el calor. Si la enfriamos, el movimiento molecular se detiene, bajando así la temperatura.

Control de la humedad

La humedad, se refiere a la cantidad de agua contenida en el aire y se registra por sensaciones de humedad. Este concepto está directamente relacionado con la sensación de confort. El aire ambiente se controla para mantener la humedad relativa preestablecida mediante la humidificación o deshumidificación del aire ambiente.

Limpieza y Distribución

Para obtener el confort deseado, es necesario que el aire sea distribuido y circule uniformemente por todo el recinto, sin producir corrientes desagradables.

La eliminación de las partículas de polvo es fundamental para la salud. Conseguir un adecuado filtraje de aire es una labor básica de un equipo de aire acondicionado.

Ciclo de Refrigeración

En el ciclo de refrigeración circula un refrigerante (para reducir o mantener la temperatura de un ambiente por debajo de la temperatura del entorno se debe extraer calor del espacio y transferirlo a otro cuerpo cuya temperatura sea inferior a la del espacio refrigerado, todo esto lo hace el refrigerante) que pasa por diversos estados o condiciones, cada uno de estos cambios se denomina procesos.

El refrigerante comienza en un estado o condición inicial, pasa por una serie de procesos según una secuencia definitiva y vuelve a su condición inicial. Esta serie de procesos se denominan "ciclo de

**CIB-ESPOL**

refrigeración". El ciclo de refrigeración simple se compone de cuatro procesos fundamentales.

El ciclo comienza con la expansión en la cual el refrigerante está en estado líquido y a una temperatura y presión alta y fluye del receptor hacia el control del flujo del refrigerante. La presión del líquido se reduce a la presión del evaporador cuando el líquido pasa por el control de flujo de refrigerante, de tal forma que la temperatura de saturación del refrigerante que entra en el evaporador es inferior a la temperatura del ambiente refrigerado. Una parte del líquido se evapora al pasar por el control del refrigerante para reducir la temperatura del líquido hasta la temperatura de evaporización.

**CIB-ESPOL**

La siguiente etapa es la evaporación, en el evaporador el líquido se evapora a una temperatura y presión constante, mientras el calor necesario para el suministro de calor latente de evaporación pasa de las paredes del evaporador hacia el líquido que se evapora. Todo el refrigerante se evapora en el evaporador.

En la tercera etapa, por la acción del compresor el vapor que resulta de la evaporación se lleva por la línea de aspiración desde el evaporador hacia la entrada de aspiración del compresor. En el compresor, la temperatura y presión del vapor aumenta debido a la

**CIB-ESPOL**

compresión. El vapor de alta temperatura se descarga del compresor en la línea de descarga.

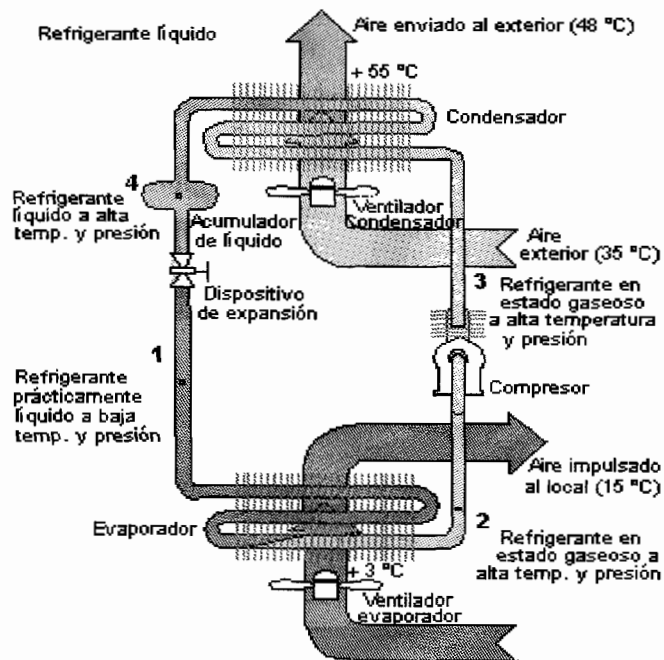


Fig. 1.1 Ciclo de un acondicionador de aire por compresión

Y por último tenemos la condensación en la cual el vapor fluye por la línea de descarga hacia el condensador donde evacua calor hacia el aire relativamente frío que el ventilador del condensador hace circular a través del condensador. Cuando el vapor caliente evacua calor hacia el aire más frío, su temperatura se reduce a la nueva temperatura de saturación que corresponde a la nueva presión y el vapor se condensa, volviendo al estado líquido. Antes de que el



refrigerante alcance el fondo del condensador se condensa todo el vapor y luego se subenfria. A continuación el líquido subenfriado pasa al receptor y queda listo para volver a circular.

1.3. PRINCIPIOS TERMODINAMICOS

La termodinámica es una rama de la ciencia que trata sobre la acción mecánica del calor. Hay ciertos principios fundamentales de la naturaleza, llamados Leyes Termodinámicas, que rigen nuestra existencia aquí en la tierra, varios de los cuales son básicos para el estudio de la refrigeración. La primera y la más importante de estas leyes dice: La energía no puede ser creada ni destruida, sólo puede transformarse de un tipo de energía en otro.

Un concepto que debemos tener claro es el de El calor, el cual es una forma de energía, creada principalmente por la transformación de otros tipos de energía en energía de calor. Calor es frecuentemente definido como energía en tránsito, porque nunca se mantiene estática, ya que siempre está transmitiéndose de los cuerpos cálidos a los cuerpos fríos. La mayor parte del calor en la tierra se deriva de las radiaciones del sol. Sin embargo, las palabras "más caliente" y "más frío", son sólo términos comparativos.

Existe calor a cualquier temperatura arriba de cero absoluto, incluso en cantidades extremadamente pequeñas. Cero absoluto es el término usado por los científicos para describir la temperatura más baja que teóricamente es posible lograr, en la cual no existe calor, y que es de -273°C , o sea -460°F . La temperatura más fría que podemos sentir en la tierra es mucho más alta en comparación con esta base.

La segunda ley importante de la termodinámica es aquella según la cual el calor siempre viaja del cuerpo más cálido al cuerpo más frío. El grado de transmisión es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre ambos cuerpos.

El calor puede viajar en tres diferentes formas: Radiación, Conducción y Convección. Radiación es la transmisión de calor por ondas similares a las ondas de luz y a las ondas de radio; un ejemplo de radiación es la transmisión de energía solar a la tierra.

Otro concepto importante que debemos saber es el de temperatura. La temperatura es la escala usada para medir la intensidad del calor y es el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía de calor. También puede definirse como el grado de calor sensible que tiene un cuerpo en comparación con otro. En algunos

países, la temperatura se mide en Grados Fahrenheit, pero en nuestro país, y generalmente en el resto del mundo, se usa la escala de Grados Centígrados, algunas veces llamada Celsius. Ambas escalas tienen dos puntos básicos en común: el punto de congelación y el de ebullición del agua al nivel del mar. Al nivel del mar, el agua se congela a 0°C o a 32°F y hierve a 100°C o a 212°F . En la escala Fahrenheit, la diferencia de temperatura entre estos dos puntos está dividida en 180 incrementos de igual magnitud llamados grados Fahrenheit, mientras que en la escala Centígrados, la diferencia de temperatura está dividida en 100 incrementos iguales llamados grados Centígrados.

A continuación se detallará algunos de los términos usados en el desarrollo de la tesis:

FRIO: El frío, por definición, no existe. Es simplemente una sensación de falta de calor.

CALORIA: Una caloría es la cantidad de calor que tenemos que añadir a 1 gm. de agua a 15°C de temperatura para aumentar esta temperatura en 1°C . Es equivalente a 4 BTU.



FRIGORIA: Una frigoría es la cantidad de calor que tenemos que sustraer a 1 kg. de agua a 15° C de temperatura para disminuir esta temperatura en 1° C. Es equivalente a 4 BTU.

BTU: British Thermal Unit. Unidad térmica inglesa. Es la cantidad de calor necesario que hay que sustraer a 1 libra de agua para disminuir su temperatura 1° F. Una BTU equivale a 0,252 Kcal.

SALTO TERMICO: Es toda diferencia de temperaturas. Se suele emplear para definir la diferencia entre la temperatura del aire de entrada a un acondicionador y la de salida del mismo, y también para definir la diferencia entre la temperatura del aire en el exterior y la del interior.

ZONA DE CONFORT: Son unas condiciones dadas de temperatura y humedad relativa bajo las que se encuentran confortables la mayor parte de los seres humanos. Estas condiciones oscilan entre los 22° y los 27° C. (71-80° F) de temperatura y el 40 al 60 por 100 de humedad relativa.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (TERMOMETRO HUMEDO): Es la temperatura indicada por un termómetro, cuyo depósito está envuelto con una gasa o algodón empapados en agua, expuesto a los efectos de una corriente de aire intensa.



TEMPERATURA DE BULBO SECO (TERMOMETRO SECO): Es la temperatura del aire, indicada por un termómetro ordinario.

TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCIO: Es la temperatura a que debe descender el aire para que se produzca la condensación de la humedad contenida en el mismo.

HUMEDAD: Es la condición del aire con respecto a la cantidad de vapor de agua que contiene.

HUMEDAD ABSOLUTA (DENSIDAD DEL VAPOR): Es el peso del vapor de agua por unidad de volumen de aire, expresada en gramos por metro cúbico de aire.

HUMEDAD ESPECIFICA: Es el peso del vapor de agua por unidad de peso de aire seco, expresada en gramos por kilogramo de aire seco.

HUMEDAD RELATIVA: Es la relación entre la presión real del vapor de agua contenida en el aire húmedo y la presión del vapor saturado a la misma temperatura. Se mide en tanto por ciento.

CALOR SENSIBLE: Es el calor empleado en la variación de temperatura, de una sustancia cuando se le comunica o sustrae calor.

CALOR LATENTE: Es el calor que, sin afectar a la temperatura, es necesario adicionar o sustraer a una sustancia para el cambio de su estado físico. Específicamente en psicometría, el calor latente de fusión del hielo es $h_f = 79,92 \text{ Kcal/kg}$.

CALOR TOTAL (ENTALPIA): Es la suma del calor sensible y el latente en kilocalorías, por kilogramo de una sustancia, entre un punto arbitrario de referencia y la temperatura y estado considerado.

COP (Coeficient of Performance): Coeficiente de prestación. Es el coeficiente entre la potencia calorífica total disipada en vatios y la potencia eléctrica total consumida, durante un periodo típico de utilización

1.4. CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE CONFORT

Aunque el confort sea una sensación puramente subjetiva, es necesario constatar que un cierto número de factores determinan el confort físico, ya sea en el trabajo ó en el descanso; postura, luz, presencia de corrientes de aire, temperatura, humedad, etc.

En todos los casos, una temperatura confortable es ciertamente uno de los puntos principales, más bien para el reposo que durante el trabajo.

Los factores que influyen el confort térmico son:

- ✓ Temperatura del aire
- ✓ Temperatura media de radiación.
- ✓ Humedad del aire.
- ✓ Corrientes de aire.
- ✓ Renovación de aire.
- ✓ Tipo de vestimenta y tipo de actividad.



El confort humano que el ser humano percibe en un lugar determinado es muy complejo. La causa está en que intervienen a la vez parámetros y factores diversos.

Por un lado encontramos los parámetros ambientales o de confort, lo que se podría definir como las características objetivales de un espacio determinado, que pueden valorarse en términos energéticos y que resumen las acciones que reciben las personas.

Son parámetros que puedan analizarse de forma independiente del usuario y objeto directo del diseño ambiental. Algunos de estos

parámetros son específicos para cada sentido (térmico, acústico, visual...) y permiten ser calculados con unidades físicas (grado centígrado, decibelios, lux...), otros son los parámetros generales y afectan a todos los sentidos.

En un segundo grupo existen los factores de confort, las características que corresponden a los usuarios del espacio, y que son las condiciones externas al ambiente pero que influyen en la apreciación del ambiente por parte del usuario.

En estas condiciones personales los factores ambientales de confort vendrán determinado por las condiciones biológicas-fisiológicas (no poseerá la misma sensación de frío un esquimal que una persona mediterránea), las condiciones sociológicas (actividad, educación, moda, cultura...) y psicológicas.

En resumen, el confort climático de un ambiente vendrá determinado de la combinación de los parámetros objetivos y los factores de confort personales.

Los climas templados y, sobre todo los mediterráneos, presentan acusados cambios de condiciones a lo largo del año. Esto hace más dificultoso adaptar la arquitectura al clima que en otros climas. ¿Por qué? Por tener toda la banda de tipos de tiempo (olas de frío, olas



de calor, tormentas, períodos de sequía, masas de aire de diversa procedencia y diverso resultado, gotas frías...) a lo largo del año, aunque puedan ser de períodos cortos o cambios repentinos. Es decir, encontramos desde pocos meses fríos, meses intermedios y meses de gran insolación y caldeamiento.

Por todo ello, un buen diseño arquitectónico deberá dar respuesta a un problema de frío en invierno por una entrada de ola de frío siberiana como ser capaz de asimilar la entrada de olas de calor africanas puntuales en verano, que son los dos casos más extremos, y que muestran un intervalo de climatización muy importante.

A todo ello, se le debe unir en ambos casos el problema de humedad, el cual significará un tratamiento totalmente distinto si hablamos de climas húmedos o secos.

Es evidente que en los climas mediterráneos son, tal vez, los más complejos de darle una respuesta a las necesidades personales de confort. Se ha de tener en cuenta que el sistema arquitectónico deber ser capaz de dar soluciones flexibles, que puedan cambiar con facilidad su respuesta en función de la circunstancia climática, como son el tipo de tiempo, la estación del año o la hora.

CAPITULO 2

2. ENERGIA SOLAR

2.1. CONCEPTO

Energía Solar es la energía radiante producida por el Sol, fuente de vida y origen de las demás formas de energía que el hombre ha utilizado desde los albores de la historia, que puede satisfacer todas nuestras necesidades, si aprendemos cómo aprovechar de forma racional la luz que continuamente derrama sobre el planeta. Ha brillado en el cielo desde hace unos cinco millones de años, y se calcula que todavía no ha llegado ni a la mitad de su existencia.

La energía solar llega a la Tierra a través del espacio en cuantos de energía llamados fotones.



Durante el presente año, el Sol arrojará sobre la tierra cuatro mil veces más energía que la que vamos a consumir.

Ecuador, que por su privilegiada situación y climatología, se ve particularmente favorecida respecto al resto de los países, ya que sobre cada metro cuadrado de su suelo inciden al año unos 1.500 kilovatios-hora de energía. Esta energía puede aprovecharse directamente, o bien ser convertida en otras formas útiles como, por ejemplo, en electricidad.

La recogida natural de energía solar se produce en la atmósfera, los océanos y las plantas de la Tierra. Las interacciones de la energía del Sol y los océanos y la atmósfera producen vientos, utilizados durante siglos para hacer girar los molinos. Los sistemas modernos de energía eólica utilizan hélices fuertes, ligeras, resistentes a la intemperie y con diseño aerodinámico que, cuando se unen a generadores, producen electricidad para usos locales y especializados o para alimentar la red eléctrica de una región o comunidad.

Casi el 30% de la energía solar que alcanza el borde exterior de la atmósfera se consume en el ciclo del agua, que produce la lluvia y la energía potencial de las corrientes de montaña y de los ríos. La energía que generan estas aguas en movimiento al pasar por las turbinas modernas se llama energía hidroeléctrica.

La energía solar contribuye al crecimiento de la vida vegetal (biomasa), que, junto con la madera y los combustibles fósiles que derivan de plantas antiguas, punto de vista geológico, pueden ser utilizados como combustibles. También pueden extraerse de la biomasa combustibles como el alcohol y el metano.

Los océanos representan un tipo natural de recogida de energía solar. Como resultado de su absorción (océanos y corrientes oceánicas), se producen gradientes de temperatura. En algunos lugares, estas variaciones verticales alcanzan 20°C en distancias de algunos cientos de metros. Cuando hay grandes masas a distintas temperaturas, los principios termodinámicos predicen que se puede crear un ciclo generador de energía que extrae energía de la masa con mayor temperatura y transfieren una cantidad a la masa con temperatura menor. La diferencia entre estas energías se manifiesta como energía mecánica (mover una turbina), que puede conectarse a un generador, para producir electricidad.



Estos sistemas, llamados sistemas de conversión de energía térmica oceánica (CETO), requieren enormes intercambiadores de energía y otros aparatos en el océano para producir potencias del orden de megavatios.

2.2. CALIDAD TERMODINAMICA DE LA RADIACIÓN SOLAR

La radiación solar posee una elevada calidad termodinámica al ser el resultado de procesos que tienen lugar en la superficie del sol a una temperatura equivalente de cuerpo negro visto desde la tierra de 5.777K.

En las aplicaciones solares que utilizan la potencia incidente de la irradiancia solar para su conversión a trabajo útil, como es el caso de las CET, resulta fundamental la medida de la calidad de esa energía incidente, expresada en términos de exergía, magnitud que como es sabido se utiliza para designar la parte de la energía que puede convertirse en trabajo mecánico en un proceso perfectamente reversible. Si se designa como G_s la radiación solar incidente y como W^* el trabajo máximo que puede obtenerse (es decir, en condiciones de reversibilidad perfecta), se puede definir un rendimiento exergético, η^* tal como se refleja en la ecuación 1:

$$\eta^* = \frac{W^*}{G_s} = \frac{\int_0^\infty W_\lambda^* d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda d\lambda} = 1 - \frac{T_a}{T_s} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$\eta^* = 1 - \frac{4T_a}{3T_s} (1 - 0.28 \log f) \quad \text{Ecuación 2}$$

Planck propuso, tras un análisis teórico que involucraba cilindros y pistones radiadores perfectos, el factor de Carnot asociado a las temperaturas de cuerpo negro (T_s) y ambiente (T_a), como límite exergético de la energía radiante. Particularizando pues la ecuación propuesta por Planck a una temperatura ambiente de 300 K y al Sol como radiador, a unos 5.777 K, adquiere un valor de 0,948. Otras ecuaciones han sido propuestas para tener en cuenta la distribución espectral de la radiación solar y, de esta forma, han evaluado el potencial exergético asociado a cada diferencial de longitud de onda, resultando de mayor calidad las ondas más cortas. Teniendo además en cuenta el hecho de que el receptor también emite radiación, adquiere un valor en las condiciones propuestas, 300 K y 5.777 K, de 0,93. Adicionalmente, se puede tener en cuenta el factor de dilución de la radiación solar tal y como llega a un receptor solar (Ecuación 2).

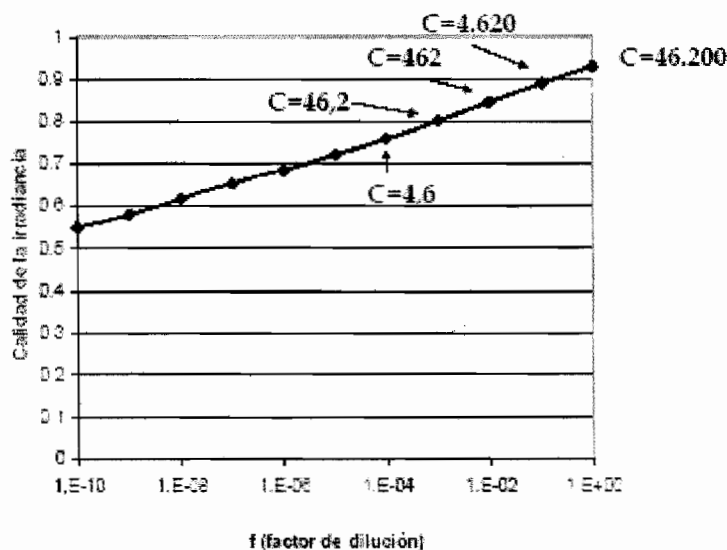


Figura 2.1 Variación en la calidad termodinámica de la irradiancia con el factor de dilución.

El valor máximo de 0,93 se alcanza para un $f=1$ que se correspondería con una concentración óptica de 46.200

Esta nueva aproximación puede bajar el rendimiento exergético hasta valores de 0,55 para factores de dilución f muy reducidos, tales como 10^{-10} . El valor de "f" viene determinado por la geometría del sistema Sol-Tierra y el tamaño del Sol, existiendo una clara relación entre el factor de dilución y la concentración óptica de la radiación solar incidente.

Esta relación se recoge en la ecuación 3, siendo n el índice de refracción del material y el ángulo θ es el formado por los dos rayos

más divergentes del haz de irradiancia incidente. La potencia emisiva del Sol es $E_s=63,2 \text{ MW.m}^{-2}$ que se corresponde con un valor de $f=1$, mientras que el valor de la constante solar extraterrestre $G_s=1.367\pm 0,1 \text{ W.m}^{-2}$ se obtiene para un $f=2,165 \cdot 10^{-5}$.

$$f = \frac{C}{46.200} \frac{1}{n^2 \sin^2 \theta} \quad \text{Ecuación 3}$$

El factor de dilución solar "f" expresa la relación de mezcla entre la radiación solar que procede directamente de la superficie del Sol y la de albedo. Dado que la temperatura TS es mucho mayor que la del ambiente, la mezcla puede contemplarse como la dilución de radiación "caliente" procedente del Sol, con radiación "fría" del ambiente, de calidades termodinámicas muy diferentes.

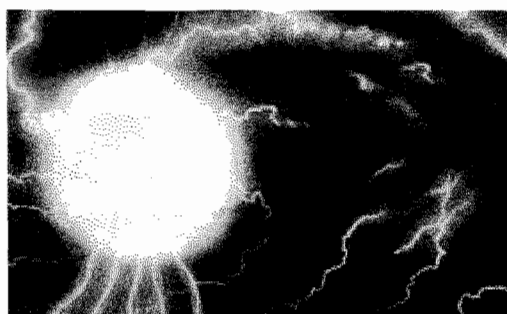
2.3. TIPOS DE RADIACIÓN

Las radiaciones que provienen del Sol y llegan a los diferentes puntos de la superficie de la Tierra son más complejas de lo que el sentido común dicta. Su naturaleza no se puede reducir simplemente a luz y calor, es mucho más diversa. No toda la radiación solar es luz (o es visible) ni toda es calor ni toda participa en la fotosíntesis.

No toda la radiación es nociva para los seres vivos, la ultravioleta (la cual no es visible ni puede ser percibida por los sentidos) sí.

Debe admitirse entonces que las radiaciones que provienen del Sol tienen efectos específicos que dependen de la naturaleza de la interacción de cada componente energético con los diferentes materiales con los cuales entran en contacto, es decir, de la naturaleza espectral de cada tipo de interacción.

La generación fotovoltaica de electricidad o el aprovechamiento del calor o del componente térmico de la radiación electromagnética, que aunque limitadas a escala mundial deben remarcarse como formas nobles de utilización de la radiación solar, en realidad aprovechan una región relativamente estrecha del espectro electromagnético.



CIB-ESPOL

Figura 2.2 Espectro electromagnético de la Energía Solar

Tanto la cantidad de energía como la composición espectral de la radiación electromagnética varían de un punto a otro de la superficie

de la Tierra, dependiendo de la latitud y la altura sobre el nivel del mar, de la estación del año, etc.

La intensidad de la radiación no es la misma en el Ecuador que en los hemisferios. Ni es la misma a nivel del mar que en altitud (digamos en el altiplano). El cielo se ve mas azul en altitud, lo que significa que la composición en radiación de longitud de onda corta (ultravioleta) es más elevada.

Más lejos del Ecuador los rayos del Sol llegan cada vez menos verticales a la superficie de la Tierra, de tal manera que en los polos es prácticamente rasante. Eso hace que la intensidad se vea disminuida por efecto de la no verticalidad de incidencia de la radiación, y porque al atravesar la atmósfera en forma oblicua (y no radial) se sigue un trayecto más grande, lo que implica que los rayos han sido más expuestos a la atenuación o dispersión con las moléculas de la atmósfera.

Esto explica parcialmente por qué la temperatura de la superficie en la Tierra es más elevada en el Ecuador y disminuye paulatinamente hacia los polos.

La atenuación de la radiación solar es selectiva, en virtud de que sus diferentes longitudes de onda tienen diferentes probabilidades de

interaccionar con los componentes del aire y la atmósfera. Por eso conviene caracterizar las interacciones de la radiación electromagnética de origen solar en función de su longitud de onda, es decir de manera espectral.

La intensidad de la radiación solar depende de los siguientes factores: Altura solar (latitud, fecha, y hora del día), ubicación del panel (azimut e inclinación), condición atmosférica (humedad, nubosidad y polución) y altura sobre el nivel del mar. La intensidad de la radiación solar incidente (o global) es la suma de la radiación solar directa, difusa y reflejada.

No toda la radiación solar incidente en el límite de la atmósfera llega a la superficie terrestre; esto se debe a que la capa gaseosa actúa sobre ella produciendo distintos fenómenos:

Absorción:

El flujo de radiación penetra en la atmósfera y transformada en energía térmica, aumenta su temperatura y la hace irradiar calor hacia la Tierra y el espacio interplanetario. Las radiaciones térmicas de la atmósfera que alcanzan la superficie terrestre atenúan el enfriamiento de la misma, especialmente durante la noche; este fenómeno se conoce como amparo térmico de la atmósfera.

Reflexión:

Se produce cuando parte de la radiación solar al incidir sobre un cuerpo es desviada o devuelta, sin modificar sus caracteres: la atmósfera refleja la radiación que incide sobre gases y partículas sólidas en suspensión; la que llega a la superficie de la tierra en parte se absorbe y en parte se refleja.

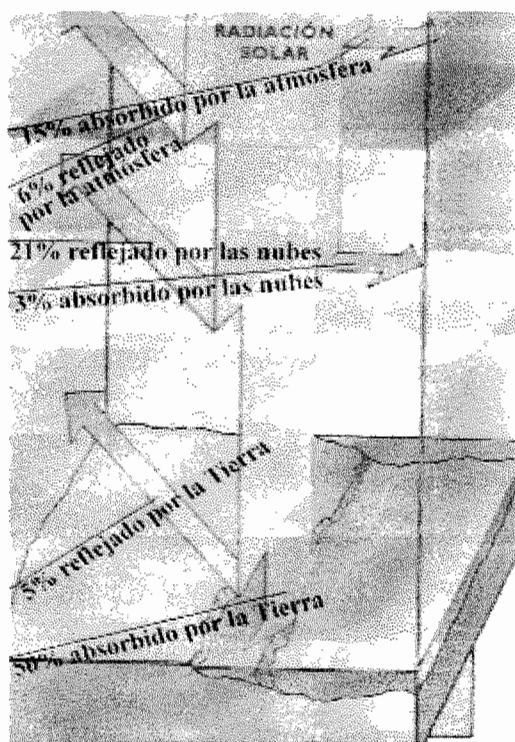


Figura 2.3 Fenómenos de la Radiación Solar

Dispersión:

Fenómeno similar a la reflexión, pero la radiación modifica sus caracteres al ser devuelta o desviada.

En la alta atmósfera la radiación solar es dispersada por las moléculas de los gases del aire: los rayos luminosos de onda más corta (violeta y azul) son más fácilmente dispersados, dando el color azulado al cielo. Los demás, (rojo, anaranjado, amarillo), llegan casi directamente al suelo, sin dispersarse; se dispersan cuando atraviesan capas atmosféricas de espesor considerable, como ocurre en los crepúsculos: en estos casos el cielo presenta un color que va del amarillo al rojo intenso.

2.3.1. Radiación Solar Directa



CIB-ESPOL

Es la radiación que corresponde al ángulo sólido limitado por el disco solar sin tener en cuenta la dispersión atmosférica.

El aparato destinado a medir la radiación solar directa se le denomina Pirheliómetro y se utiliza para hacer estudios e investigaciones. El Piranómetro o Actinómetro se destinan a medir en un plano determinado la radiación Global recibida en un periodo de tiempo, estos van conectados a un registro que nos muestra la distribución de la radiación solar a lo largo de los periodos de tiempo deseados y acoplado además a un integrador que nos da la energía total captada en los periodos.

2.3.2. Radiación Solar Difusa

Corresponde a la radiación solar dispersada por los diferentes componentes de la atmósfera que resulta del conjunto de interacciones entre la radiación y la atmósfera o proviene de toda la atmósfera con excepción del disco solar

A pesar de su importancia, la radiación difusa es relativamente poco estudiada. Mediciones espectrales en permanente (un espectro cada hora durante las horas de luz del día) han permitido poner en evidencia, entre otras cosas, que la composición de radiación ultravioleta en la radiación difusa anual es superior a la de la radiación directa. Eso significa que la radiación solar en un día de nublado medio es superior a la de un día completamente soleado.

Parte de la radiación solar dispersada al penetrar en la atmósfera incide sobre la superficie en forma de radiación difusa de onda corta procedente de todas partes de cielo. Hay que diferenciar claramente la radiación difusa de onda corta de la irradiación de onda larga (infrarrojo lejano) que intercambia la tierra con la bóveda celeste emitida por sólidos y gases a temperatura ambiente.

La naturaleza espectral de las radiaciones directa y difusa difiere en densidad de energía y en composición, debido a que la radiación difusa es resultado del ensamble de dispersiones de los fotones primarios con las moléculas de la atmósfera, entre las cuales existe una transferencia de energía y por consecuencia de longitud de onda.

2.4. TIPOS DE COLECTORES SOLARES

2.4.1. COLECTORES DE PLACA PLANA



CIB-ESPOL

En los procesos térmicos los colectores de placa plana interceptan la radiación solar en una placa de absorción por la que pasa el llamado fluido portador. Éste, en estado líquido o gaseoso, se calienta al atravesar los canales por transferencia de calor desde la placa de absorción. La energía transferida por el fluido portador, dividida entre la energía solar que incide sobre el colector y expresada en porcentaje, se llama eficiencia instantánea del colector.

Los colectores de placa plana tienen, en general, una o más placas cobertoras transparentes para intentar minimizar las pérdidas de calor de la placa de absorción en un esfuerzo para maximizar la eficiencia.



CIB-ESPOL

Los colectores de placa plana se han usado de forma eficaz para calentar agua y para calefacción. Los sistemas típicos para casa-habitación emplean colectores fijos, montados sobre el tejado. En el hemisferio norte se orientan hacia el Sur y en el hemisferio sur hacia el Norte.

Además de los colectores de placa plana, los sistemas típicos de agua caliente y calefacción están constituidos por bombas de circulación, sensores de temperatura, controladores automáticos para activar el bombeo y un dispositivo de almacenamiento. El fluido puede ser tanto el aire como un líquido, mientras que un lecho de roca o un tanque aislado sirven como medio de almacenamiento de energía.

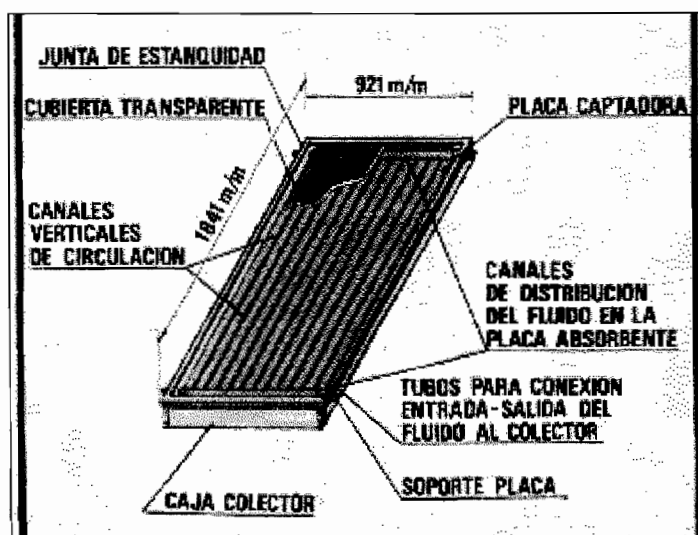


Figura 2.4 Colector de Placa Plana

2.4.2. COLECTORES DE CONCENTRACIÓN

Para aplicaciones como el aire acondicionado y la generación central de energía y de calor para cubrir las grandes necesidades industriales, los colectores de placa plana no suministran, en términos generales, fluidos con temperaturas bastante elevadas como para ser eficaces. Se pueden usar en una primera fase, y después el fluido se trata con medios convencionales de calentamiento.

Como alternativa, se pueden utilizar colectores de concentración más complejos y costosos. Son dispositivos que reflejan y concentran la energía solar incidente sobre una zona receptora pequeña. Como resultado de esta concentración, la intensidad de la energía solar se incrementa y las temperaturas del receptor pueden acercarse a varios cientos, o incluso miles, de grados Celsius. Los concentradores deben moverse para seguir al Sol si se quiere que actúen con eficacia; los dispositivos utilizados para ello se llaman helióstatos, se utilizan para instalaciones que trabajan a media temperatura, estos colectores concentran la radiación solar que recibe la superficie captadora en un elemento receptor de superficie muy reducida (un punto, una línea).

Al ser el receptor más pequeño que en los colectores planos puede estar fabricado a partir de materiales más sofisticados y caros que permiten una mejor absorción de la energía solar. Por otro lado, al recibir la radiación solar de manera concentrada, los colectores de concentración son capaces de proporcionar temperaturas de hasta 300°C con buenos rendimientos.

Las centrales de colectores de concentración se utilizan para generar vapor a alta temperatura con destino a procesos industriales, para producir energía eléctrica, etc. Hay colectores de concentración de varios tipos. Pero todos ellos tienen en común que exigen estar dotados, para ser eficientes, de un sistema de seguimiento que les permita permanecer constantemente situados en la mejor posición para recibir los rayos del sol a lo largo del día.

Los sistemas de seguimiento del sol de estos colectores son de varios tipos. El colector de concentración cilíndrico-parabólico (uno de los más difundidos) suele utilizar un reloj o sensor óptico. Este último combinado con un servomotor, hace girar al colector siguiendo la dirección del sol.



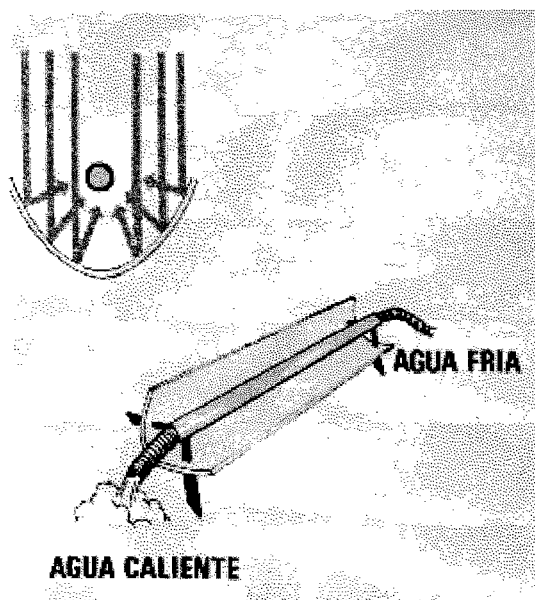


Figura 2.5 Esquema de un Colector Solar Parabólico

Uno de los inconvenientes de la mayoría de los colectores de concentración (y entre ellos, del cilíndrico parabólico) es que sólo aprovechan la radiación directa del Sol, es decir, que sólo aprovechan los rayos solares que realmente inciden sobre su superficie. No son capaces, por el contrario, de captar la radiación solar difusa. Por ello, no resultan convenientes en zonas climáticas que, aunque reciben una aceptable cantidad de radiación solar, son relativamente nubosas.

Sólo resultan realmente eficaces en zonas auténticamente soleadas.



2.5. Definición de la Constante Solar.

La constante solar (G_{sc}), es el flujo de energía proveniente del Sol, que incide sobre una superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación solar, ubicada a la distancia media de la tierra al Sol, fuera de toda atmósfera. Esta energía corresponde a una radiación electromagnética formada por distintas longitudes de onda (espectro solar) agrupadas en tres bandas: ultravioleta (UV), visible e infrarrojo (IR). Cada banda transporta una cantidad de energía determinada, siendo a este respecto las más importantes el visible y el IR.

Se deben aclarar algunos puntos acerca de esta definición:

Primero, es un flujo de energía, es decir, la constante solar se refiere a una cantidad de energía que incide, instantáneamente, sobre una superficie de área unitaria.

Segundo, esta superficie hipotética es perpendicular o normal a la dirección de propagación de la luz, ya que es obvio que una superficie en posición oblicua respecto de la dirección del Sol recibiría un menor flujo de energía.



Tercero, esta superficie hipotética se encuentra situada a la distancia media de la tierra al Sol. Esta consideración debe hacerse debido a que se sabe que la distancia desde la fuente de radiación hasta el plano en cuestión influye fuertemente en el flujo de energía, y como la órbita que describe la tierra alrededor del Sol no es circular, la distancia Tierra-Sol no es constante, y por lo tanto se debe considerar un valor promedio, para poder establecer una constante solar.

Por último, esta superficie hipotética debe estar colocada fuera de la atmósfera, para evitar la atenuación de la radiación causada por la diversidad de fenómenos físicos y químicos que se verifican en la atmósfera.

El valor comúnmente aceptado para la G_{sc} ha variado en los últimos años según las técnicas de medición que se han empleado, lo cual no indica que haya variado en sí la magnitud de la energía que se recibe del Sol. El valor más comúnmente utilizado para G_{sc} es:

$$G_{sc} = 1353 \text{ [Wm}^2\text{]}$$

que en otras unidades equivale a:

$$G_{sc} = 1.940 \text{ [cal/cm}^2 \text{ min]} = 4871 \text{ [MJ/m}^2 \text{ hr]}$$

2.6. Estimación de la radiación solar recibida en Guayaquil.

Energía solar, energía radiante producida en el Sol como resultado de reacciones nucleares de fusión. Llega a la Tierra a través del espacio en cuantos de energía llamados fotones que interactúan con la atmósfera y la superficie terrestres.

La intensidad de la radiación solar en el borde exterior de la atmósfera, si se considera que la Tierra está a su distancia promedio del Sol, se llama constante solar, y su valor medio es $1,37 \times 10^6$ erg/s/cm², o unas 2 cal/min/cm².

Sin embargo, esta cantidad no es constante, ya que parece ser que varía un 0,2% en un periodo de 30 años. La intensidad de energía real disponible en la superficie terrestre es menor que la constante solar debido a la absorción y a la dispersión de la radiación que origina la interacción de los fotones con la atmósfera.

La intensidad de energía solar disponible en un punto determinado de la tierra depende, de forma complicada pero predecible, del día del año, de la hora y de la latitud. Además, la cantidad de energía solar que puede recogerse depende de la orientación del dispositivo receptor.

La radiación solar recibida en Guayaquil varía durante el año, debido a que la posición del sol varía, aunque no de manera muy significativa como en otros países pero igual existe una variación la cual se analizará más adelante.

2.7. IMPACTO AMBIENTAL DE LA ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA

La energía solar fotovoltaica, al igual que otras energías renovables, constituye, frente a los combustibles fósiles, una fuente inagotable, contribuye al autoabastecimiento energético nacional y es menos perjudicial para el medio ambiente, evitando los efectos de su uso directo (contaminación atmosférica, residuos, etc) y los derivados de su generación (excavaciones, minas, canteras, etc).

Los efectos de la energía solar fotovoltaica sobre los principales factores ambientales son los siguientes:

Clima.

La generación de energía eléctrica directamente a partir de la luz solar no requiere ningún tipo de combustión, por lo que no se produce polución térmica ni emisiones de CO₂ que favorezcan el efecto invernadero.

Geología.

Las células fotovoltaicas se fabrican con silicio, elemento obtenido de la arena, muy abundante en la naturaleza y del que no se requieren cantidades significativas. Por lo tanto, en la fabricación de los paneles fotovoltaicos no se producen alteraciones en las características litológicas, topográficas o estructurales del terreno.

Suelo.

Al no producirse ni contaminantes, ni vertidos, ni movimientos de tierra, la incidencia sobre las características físico-químicas del suelo o su erosionabilidad es nula.

Aguas superficiales y subterráneas.



CIB-ESPOL

No se produce alteración de los acuíferos o de las aguas superficiales ni por consumo, ni por contaminación por residuos o vertidos.

Flora y fauna.

La repercusión sobre la vegetación es nula, y, al eliminarse los tendidos eléctricos, se evitan los posibles efectos perjudiciales para las aves.

Paisaje.

Los paneles solares tienen distintas posibilidades de integración, lo que hace que sean un elemento fácil de integrar y armonizar en diferentes tipos de estructuras, minimizando su impacto visual. Además, al tratarse de sistemas autónomos, no se altera el paisaje con postes y líneas eléctricas.

Ruidos.

El sistema fotovoltaico es absolutamente silencioso, lo que representa una clara ventaja frente a los generadores de motor en viviendas aisladas.

Medio social.

El suelo necesario para instalar un sistema fotovoltaico de dimensión media, no representa una cantidad significativa como para producir un grave impacto. Además, en gran parte de los casos, se pueden integrar en los techos de las viviendas. Por otra parte, la energía solar fotovoltaica representa la mejor solución para aquellos lugares a los que se quiere dotar de energía eléctrica preservando las condiciones del entorno; como es el caso por ejemplo de los Espacios Naturales Protegidos.

2.8. COMPONENTES DE UN PANEL FOTOVOLTAICO

Un panel fotovoltaico está formado por un conjunto de células solares conectadas eléctricamente entre sí en serie y paralelo hasta conseguir el voltaje adecuado para su utilización.

Corte transversal de un panel fotovoltaico

Este conjunto de células está envuelto por unos elementos que le confieren protección frente a los agentes externos y rigidez para acoplarse a las estructuras que los soportan. Los elementos son los siguientes:

Encapsulante

Constituido por un material que debe presentar una buena transmisión a la radiación y una degradabilidad baja a la acción de los rayos solares.

Cubierta exterior de vidrio templado.

Aparte de facilitar al máximo la transmisión luminosa, debe resistir las condiciones climatológicas más adversas y soportar cambios bruscos de temperatura.

Cubierta posterior.

Constituida normalmente por varias capas opacas que reflejan la luz que ha pasado entre los intersticios de las células, haciendo que vuelvan a incidir otra vez sobre éstas.

Marco de metal.

Normalmente de aluminio, que asegura rigidez y estanqueidad al conjunto, y que lleva los elementos necesarios para el montaje del panel sobre la estructura soporte.

Caja de terminales.

Incorpora los bornes para la conexión del módulo.

Diodo de protección.

Impiden daños por sombras parciales en la superficie del panel.

La conversión de la radiación solar en una corriente eléctrica tiene lugar en la célula fotovoltaica.

La célula fotovoltaica es un dispositivo formado por una delgada lámina de un material semi-conductor, frecuentemente de silicio.

Generalmente, una célula fotovoltaica tiene un grosor que varía entre los 0,25 y los 0,35 mm y una forma generalmente cuadrada, con una superficie aproximadamente igual a 100 cm².

Para la realización de las células, el material actualmente más utilizado es el mismo silicio utilizado por la industria electrónica, cuyo proceso de fabricación presenta costes muy altos, no justificados por el grado de pureza requerido para la fotovoltaica, que son inferiores a los necesarios en electrónica.

Otros materiales para la realización de las células solares son:

- © Silicio Mono-cristalino: de rendimiento energético hasta 15-17 %;
- © Silicio Poli-cristalino: de rendimiento energético hasta 12-14 %;
- © Silicio Amorfo: con rendimiento energético menor del 10 %;
- © Otros materiales: Arseniuro de galio, diseleniuro de indio y cobre, telurio de cadmio;

Actualmente, el material más utilizado es el silicio mono-cristalino que presenta prestaciones y duración en el tiempo superiores a cualquier otro material utilizado para el mismo fin.

Las células solares constituyen un producto intermedio de la industria fotovoltaica: proporcionan valores de tensión y corriente limitados, en comparación a los requeridos normalmente por los aparatos convencionales, son extremadamente frágiles, eléctricamente no aisladas y sin un soporte mecánico. Después, son ensambladas de la manera adecuada para constituir una única estructura: los módulos fotovoltaicos.

El módulo fotovoltaico es una estructura robusta y manejable sobre la que se colocan las células fotovoltaicas. Los módulos pueden tener diferentes tamaños (los más utilizados tienen superficies que van de los $0,5 \text{ m}^2$ a los $1,3 \text{ m}^2$) y constan normalmente de 36 células conectadas eléctricamente en serie.

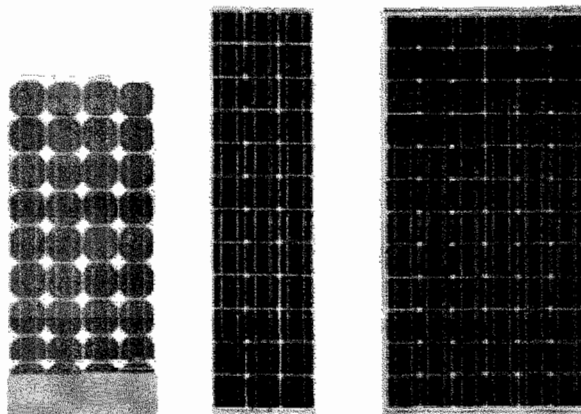


Figura 2.6 Algunos modelos de Módulos Fotovoltaicos



Los módulos formados tienen una potencia que varía entre los 50Wp y los 150Wp, según el tipo y la eficiencia de las células que lo componen.

Las características eléctricas principales de un módulo fotovoltaico se pueden resumir en las siguientes:

Potencia de Pico (Wp):

Potencia suministrada por el módulo en condiciones estándar STC (Radiación solar = 1000 W/m^2 ; Temperatura = $25 \text{ }^\circ\text{C}$; A.M. = 1,5).

Corriente nominal (A):

Corriente suministrada por el módulo en el punto de trabajo.

Tensión nominal (V):

Tensión de trabajo del módulo.



CIB-ESPOL

CAPITULO 3

3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

3.1. Descripción del sistema de refrigeración por absorción

En su diseño más simple, la máquina de absorción consta de un evaporador, un condensador, un absorbedor, un generador y una bomba de solución. En un enfriador por ciclo de compresión, el frío se produce en el evaporador, donde el refrigerante o el fluido de trabajo se vaporiza y el calor se transfiere al condensador, donde el refrigerante se condensa la energía que eleva el calor de baja a alta temperatura se suministra como energía mecánica al compresor.



En un enfriador por ciclo de absorción, la compresión del vapor de refrigerante es efectuada por el absorbedor, la bomba de solución y el generador combinados, en lugar de un compresor de vapor mecánico. El vapor generado en el evaporador se absorbe en un absorbente líquido que hay en el absorbedor. El absorbente que ha absorbido refrigerante, absorbente gastado o débil, es bombeado al generador donde el refrigerante se libera en forma de vapor, el cual se debe condensar en el condensador. El absorbente regenerado o fuerte se recircula después al absorbedor para absorber de nuevo el vapor de refrigerante. El calor se suministra al generador a una temperatura relativamente alta y se rechaza desde el absorbedor a un nivel relativamente bajo, de forma análoga a un motor de calor.

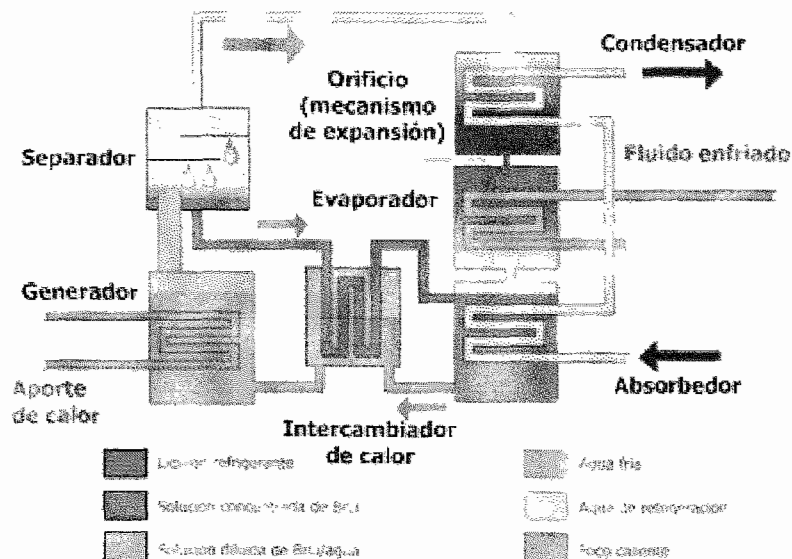


Fig. 3.1 Sistema de refrigeración por absorción simple

El refrigerante y el absorbente en un ciclo de absorción forman lo que se denomina un par de trabajo. A lo largo de los años se han propuesto muchos pares, pero sólo dos de ellos se han utilizado extensamente: amoníaco junto con agua como absorbente y agua junto con una solución de bromuro de litio en agua como absorbente. El par agua amoníaco se encuentra sobre todo en aplicaciones de refrigeración, con bajas temperaturas de evaporación, inferiores a 0°C . El par agua-bromuro de litio se emplea extensamente en aplicaciones de refrigeración por aire, donde no es necesario enfriar por debajo de 0°C . Los niveles de presión en la máquina de agua-amoníaco son normalmente superiores a la presión atmosférica, mientras que las máquinas de agua-bromuro de litio funcionan generalmente en vacío parcial.

Los flujos de calor en el ciclo básico son los siguientes:

- © El calor se suministra, y el enfriamiento se produce, a un nivel bajo de temperatura;
- © El calor se rechaza al condensador a un nivel intermedio de temperatura;
- © El calor se rechaza desde el absorbedor, también a un nivel intermedio; y,
- © El calor se suministra al generador a un nivel alto de temperatura.

En cuanto a los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante, la fuente de calor (energía calorífica descargada del sistema de cogeneración, en principio) debe estar a una temperatura mínima de 60-80 °C, o hasta 150°C si se considera un sistema de doble efecto. Para los sistemas que usan amoníaco como refrigerante, se necesita una fuente de calor de 100-120°C (sistema de simple efecto).

El ciclo básico se puede modificar de varias formas. Una consiste en aprovechar todas las oportunidades posibles de recuperar el calor dentro del ciclo para mejorar la economía térmica. Por ejemplo, es habitual hacer un intercambio de calor entre el flujo de solución débil que sale del absorbedor y el absorbente regenerado o solución fuerte que es retornado al absorbedor.

Cuando todas las oportunidades de recuperación de calor que se puedan usar razonablemente hayan sido incorporadas al diseño de una máquina, se obtiene un coeficiente de enfriamiento de aproximadamente 0.7 para el sistema de agua-bromuro de litio y aproximadamente 0.6 para el sistema de agua amoníaco. Se pueden obtener otras mejoras si se utiliza de una manera más eficiente el calor de alta temperatura disponible para alimentar el generador.



Los denominados sistemas de doble efecto incorporan dos bloques del generador absorbedor que están situados en etapas, con el fin de utilizar el calor suministrado más o menos dos veces. El calor se suministra a aprox. 170°C al primer generador y el calor disipado por el correspondiente condensador se emplea para accionar el segundo generador a un nivel más bajo, aprox. 100 °C de una máquina de simple efecto.

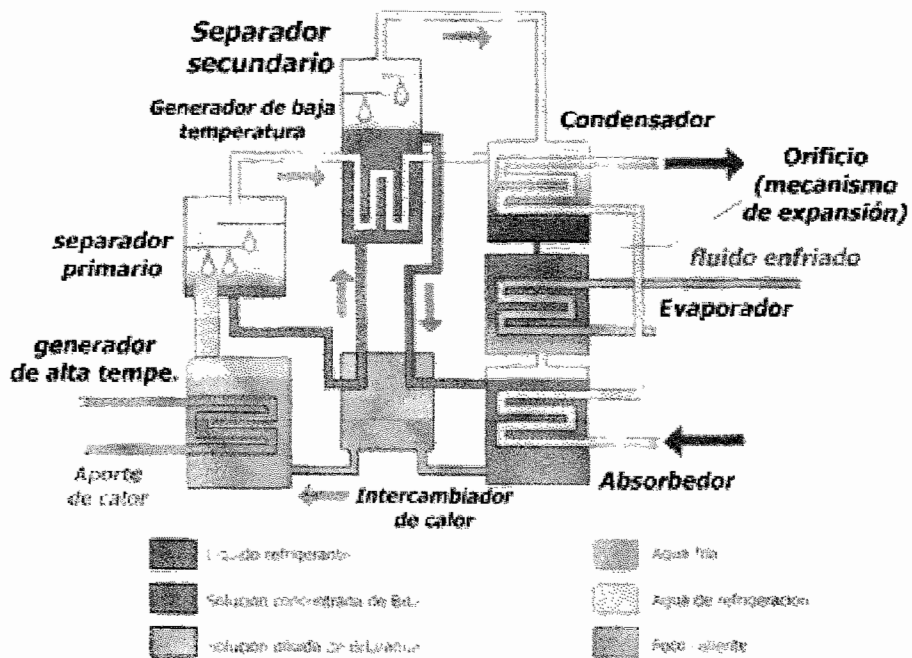


Fig. 3.2 Máquina de refrigeración por absorción de doble efecto

El coeficiente de rendimiento de este sistema con agua bromuro de litio como par de trabajo puede ser aprox. 1.2, que es considerablemente mejor que el 0.7 del sistema de simple efecto.

No es el doble que el de un sistema de simple efecto debido al intercambio de calor imperfecto entre los flujos de solución, en cierta medida, y porque el calor de la vaporización del refrigerante es necesariamente mayor cuando se evapora de una solución que cuando se evapora de un líquido puro.

Máquinas de bromuro de litio

La mayoría de los equipos de absorción basados en el par de trabajo agua bromuro de litio están diseñados para aplicaciones de climatización. Por motivos históricos, las capacidades se dan en RT USA (Toneladas de Refrigeración), una tonelada USA de hielo por hora, en la literatura de los fabricantes. Una RT corresponde a una producción de frío de aprox. 3.5 Kw.

Máquinas de simple efecto

La mayoría de los fabricantes ofrecen máquinas de simple efecto en el rango de aprox. 100 RT a aprox. 1500 RT, es decir, 350 KW a aprox. 5.2 MW. Estas se pueden alimentar con vapor a 135-205 KPa (1-2 bares manométricos, 2-3 bares absolutos), que corresponde a una temperatura de vapor de 110 a 120 °C. Alternativamente pueden ser alimentadas con agua caliente a 115-150°C y una presión máxima de 9 bares.

El coeficiente de rendimiento se sitúa en el rango de 0.6 a 0.7. El consumo de vapor de una máquina de simple efecto es aprox. 2.3 kg/h por KW. El flujo de agua caliente requerido está en el rango de 30 a 72 kg/h por KW dependiendo de la caída de temperatura permitida.

Máquinas de doble efecto



CIB-ESPOL

Las máquinas de doble efecto están aproximadamente en el mismo rango de capacidades que las de simple efecto. La capacidad de refrigeración más baja ofrecida por algunos fabricantes es ligeramente mayor: 200 RT para una empresa y 350 RT para otra (700 y 1200 kWt respectivamente). El vapor parece ser el medio preferido para alimentar estas máquinas.

El vapor debería estar a 9-10 bares manométricos, 10-11 bares, o 1100 a 1200 kPa, que corresponde a unas temperaturas en el rango de 175 a 185 °C.

De acuerdo con la información recibida, también es posible alimentar una máquina de doble efecto con agua caliente, cuya temperatura deberá estar en el rango de 155 a 205 °C. El rendimiento en uno u otro caso es de 0.9 a 1.2. El consumo de vapor de la máquina de doble efecto es aprox. 1.4 kg/h por kWt.



CIB-ESPOL

Rendimiento

La eficiencia térmica se mide en términos de salida de frío y entrada de calor - el coeficiente de funcionamiento (COP). Los enfriadores de simple efecto tienen un COP térmico típico de alrededor de 0.7; los refrigeradores de doble efecto tienen un COP térmico de aproximadamente 1.1. Esto significa que se necesita una torre de refrigeración más pequeña que para un enfriador de simple efecto (aprox. 40%).

La complejidad de los refrigeradores de doble efecto incrementa su coste respecto de los de simple efecto. Los enfriadores de absorción de doble efecto oscilan de aprox. 400 a 1.000 toneladas de capacidad.

Todas las máquinas de ciclo de absorción comercialmente disponibles disipan el calor a través del circuito de torre de refrigeración.

En la mayoría de los casos, las temperaturas en el circuito de la torre de refrigeración son de 32/37 °C. Las unidades de agua caliente a baja temperatura de Sanyo y Yazaki requieren una temperatura más baja: 30/35 °C.

Máquinas de agua-amoniaco

Las máquinas de agua-amoniaco están diseñadas principalmente para aplicaciones de refrigeración industriales, por ejemplo, alimentos congelados o refrigeración de procesos, con unas temperaturas de evaporador de hasta $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este tipo de máquinas se emplean preferiblemente cuando se trabaja con temperaturas cercanas o inferiores a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, ya que las unidades de agua-bromuro de litio no pueden funcionar en este rango de temperaturas. La temperatura a la cual se debe suministrar el vapor para alimentar una unidad depende del refrigerante disponible y de la temperatura de refrigeración a conseguir.

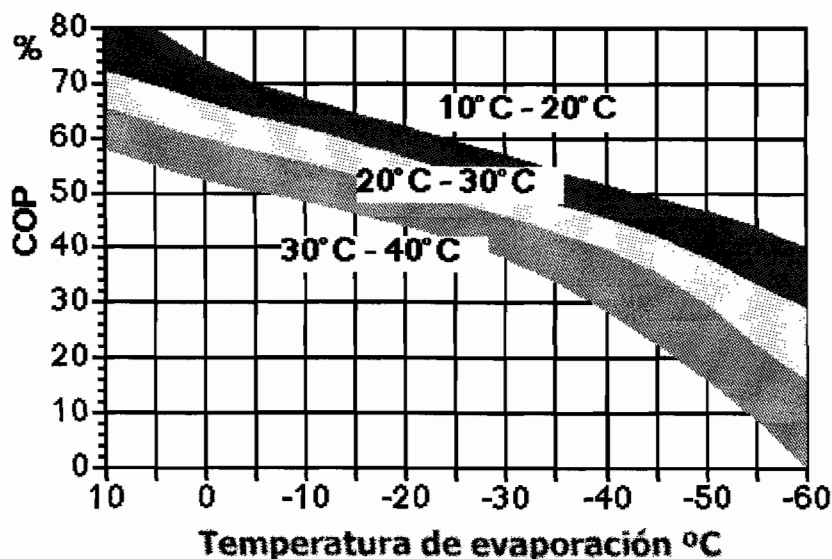


Fig. 3.3 Coeficiente de performant



Rendimiento

CIB-ESPOL

El diagrama de arriba ofrece una indicación de la eficiencia, rendimiento (COP), de un proceso NH_3 -absorción de simple etapa, dependiendo de la evaporación y de la temperatura del agua de refrigeración. Las líneas de color se refieren a los rangos de temperatura del agua de refrigeración. Si se desea considerar un ciclo de agua amoníaco en lugar del ciclo de simple efecto de agua bromuro de litio de arriba, es razonable esperar que el rendimiento, la demanda de calor y los requisitos de temperatura sean básicamente los mismos que para un ciclo de agua bromuro de litio.

El sistema de refrigeración por absorción fue desarrollado por Sir John Leslie, quien utilizó el ácido sulfúrico como absorbente y el agua como refrigerante. Más tarde, en 1859, Ferdinand Carre inventa la primera máquina de absorción, la cual trabaja con el par amoníaco-agua.

Los ciclos de absorción funcionan con un par de refrigerantes químicos. Son sistemas de dos componentes, donde una de las sustancias es disuelta en la otra y el enfriamiento se produce secando una de las dos sustancias de la solución por medio de la aplicación de calor y luego reabsorbiéndola hacia la solución.

Los dos pares de refrigerantes más usados son el amoníaco-agua y la combinación de agua y bromuro de litio. Los equipos que utilizan el ciclo de absorción han tenido un uso generalizado por varias décadas en la preservación de alimentos, procesos industriales y almacenamiento frío. Pueden operar a temperaturas más bajas que el punto de congelación del agua, sobre todo los de amoníaco-agua y sobre el punto de congelación del agua los de agua-bromuro de litio.

A pesar de que el amoníaco no es un elemento que afecta la capa de ozono, sí es cierto que tiene consecuencias directas sobre la salud del ser humano, y que pérdidas de este compuesto en el sistema pueden afectar al hombre mediante el contacto directo con él, o por la contaminación de los alimentos presentes en la cámara frigorífica. También se menciona la contaminación por ruido que pueden producir los elementos móviles de dicha instalación, lo cual ocurre durante un funcionamiento inadecuado de esos elementos. Es por ello que esta tecnología requiere de un control estricto en su explotación, y una alta calificación del personal técnico encargado de su correcto funcionamiento

Actualmente la tecnología de los ciclos de refrigeración por absorción esta desarrollándose rápidamente y constituye una



alternativa real a los ciclos de refrigeración por compresión, debido a las ventajas que presenta por lo que respecta a ahorro de energía primaria, y respeto por el medio ambiente.

La aplicación de los ciclos de refrigeración por absorción para (ARC) el ahorro de energía requiere un análisis del tipo de consumo de cada instalación. En los casos en que los procesos industriales presentan una demanda de frío, y al mismo tiempo existe una fuente de energía residual, es decir, un excedente de calor de bajo nivel térmico, se presenta una situación idónea para la aplicación de un sistema de refrigeración por absorción, el cual aprovechando el excedente de calor suministrara la demanda de frío de la planta.

Esto supone:

- © un ahorro económico importante al poder prescindir del consumo de energía primaria de un sistema de refrigeración por compresión mecánica.
- © aprovechar una fuente de calor residual.
- © sustituir una tecnología, por otra más respetuosa con el medio ambiente. En refrigeración por compresión se están haciendo esfuerzos muy importantes para eliminar los refrigerantes

perjudiciales para la capa de ozono, pero este ciclo de refrigeración siempre comportara un consumo de energía eléctrica que lleva asociada una carga ambiental. Por ejemplo, en el caso de electricidad proveniente de centrales térmicas, hará falta considerar la contaminación asociada a los gases de combustión.

En cada planta industrial, se ha de realizar un estudio de viabilidad de la aplicación de un ciclo de absorción, que consiste en calcular el ahorro económico conseguido teniendo en cuenta el coste de operación del sistema y de la inversión a realizar. Para llevar a cabo esta tarea es necesario utilizar un tipo de ciclo de refrigeración adecuado a la planta en concreto, y por tanto es preciso un conocimiento de como se genera, distribuye y consume la energía en la planta a estudiar. El conjunto de elementos: calderas, colectores, intercambiadores, turbinas, etc. que generan, distribuyen y consumen energía en forma de vapor, constituyen la red de vapor de la instalación industrial. La red de vapor más la red eléctrica constituyen el sistema de energía de la instalación industrial.

Los tipos de ciclos por absorción que se consideran son:

TIPOS DE CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Refrigerante/Absorbente	Tipo de ciclo
	Simple efecto
Agua/Bromuro de Litio	Doble efecto (Isoflow) Doble efecto (Paraflow)
Amoniaco/Agua	Simple efecto, Simple etapa Simple efecto, Doble etapa



CIB-ESPOL

3.2. Consideraciones de Operación

Uno de los rasgos característicos de la maquinaria frigorífica de absorción ha sido siempre su hermeticidad y dificultad de comprensión para los operadores.

Por principio, la necesidad de confinar sustancias de cierto riesgo como el Amoniaco, y de mantener depresiones relativas muy altas en su interior, para conseguir la evaporación de refrigerantes, tales como el agua, a temperaturas lo suficientemente bajas para hacerlas utilizables en procesos de refrigeración; recordemos que para que el agua se evapore a 5°C se requiere una presión absoluta de 870 Pa; condicionan un diseño mecánico muy robusto y hermético, que dificulta en buena medida la interpretación desde el exterior de lo que esta sucediendo en el interior de la máquina, durante su funcionamiento.

Por otra parte, los técnicos frigoristas que se encuentran por primera vez delante de una planta enfriadora por ciclo de absorción, por muy expertos que sean en el servicio de maquinaria de compresión mecánica de vapor, tardan bastante tiempo en comprender que la mayoría de los criterios de servicio y las “reglas del arte” válidas en la refrigeración “convencional”, no son de aplicación inmediata a las máquinas de absorción.

El comportamiento de los fluidos interiores de la máquina de absorción, refrigerante y absorbente, durante el proceso de funcionamiento del ciclo está directamente condicionado por la evolución energética de los fluidos exteriores a la máquina; agua a enfriar en el evaporador, agua de la torre de recuperación, y agua caliente o vapor aportado al concentrador.

El equilibrio energético entre todos los intercambiadores de calor de la máquina es el que condiciona la estabilidad del ciclo.

A diferencia de cómo se comporta un ciclo de compresión mecánica en el que el trabajo del compresor es determinante, en un ciclo de absorción el equilibrio se consigue a partir de efectos puramente termodinámicos.

Esto también hace más compleja la comprensión del comportamiento de la máquina para los operadores, ya que esta se adapta en cada instante a las condiciones cambiantes de los circuitos exteriores, buscando el equilibrio, como un ser vivo se adapta a las condiciones del medio que le rodea.

Los americanos llaman a la máquina de absorción "the living machine". Además, la gran inercia térmica de las máquinas de absorción para adaptarse a las variaciones externas, debido fundamentalmente a su volumen y a las cantidades importantes de absorbente y refrigerante que contienen, son también inconvenientes para la buena comprensión de su respuesta en unas determinadas condiciones de estado.

Desde el punto de vista de su Operación y mantenimiento, las máquinas de absorción requieren intervenciones específicas que no son de aplicación en otro tipo de circuitos frigoríficos. Por ejemplo: Es preciso efectuar mediciones periódicas del estado de pureza del agua y de las soluciones salinas, mediante la extracción de muestras y análisis de las mismas; el conocimiento de los niveles de concentración en las soluciones es imprescindible para determinar si el rendimiento instantáneo de un determinado equipo es o no correcto; la medición del nivel de vacío interior en una máquina es



fundamental para comprender si la producción frigorífica se está llevando a cabo correctamente, etc. En el servicio de las máquinas de absorción se utilizan útiles e instrumentos tales como bombas de trasiego, densímetros, vacuómetros y aditivos químicos que se aplican en otros equipos de refrigeración. Sin embargo no se utilizan manómetros frigoríficos que son de uso común en los circuitos de compresión mecánica

3.3. Interés Energético (C.O.P.)

En todo proceso de definición de las posibles soluciones a un determinado problema de aprovechamiento energético, los considerados que más fuertemente influyen en la decisión de los proyectistas y de las propiedades son de índole económica, fundamentalmente, aunque hoy en día las consideraciones de impacto ambiental tienen también una importancia prioritaria.

Las relaciones entre el coste de la inversión inicial requerida y el beneficio esperado y entre los costes y resultados de explotación previstos, en resumidas cuentas el "cash flow" del proyecto, son determinantes en la elección de la solución idónea.

A partir de estas premisas, es preciso analizar en detalle todas las posibles soluciones teniendo en consideración no solo el coste de

los equipos a instalar, sino también el coste de las energías a consumir, con una proyección de futuro sobre la evolución que, previsiblemente, puedan experimentar estos últimos durante el periodo que se establezca como plazo de amortización de la instalación a realizar. Este criterio, normalmente, reduce de forma drástica el abanico de posibles opciones. El coste inicial de una planta frigorífica de absorción resulta, en la mayoría de los casos, superior al de un equipo de compresión mecánica de la misma capacidad. La razón para esta diferencia está en la muy superior cantidad de materiales metálicos que son necesarios para la fabricación de los intercambiadores de calor, en equipos que se basan en procesos termodinámicos sin prácticamente aportación del equivalente térmico del trabajo mecánico.

Sin embargo, cuando se analizan los costes de explotación a partir del valor de las energías consumibles, la balanza puede desplazarse a favor de los equipos de absorción, si se dan las condiciones de partida necesarias.

C.O.P.

El concepto de C.O.P. (Coefficient of Performance) en refrigeración, es sinónimo de Eficiencia Energética en el evaporador. C.O.P. se

define “oficialmente” como: “La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración (ASHRAE 1993)”⁷. En este cómputo no se incluyen los consumos auxiliares de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de bombas y ventiladores.

Los C.O.P.s esperables de los ciclos de absorción son también muy bajos comparados con los de los ciclos de compresión mecánica. En máquinas de absorción de una etapa, con Bromuro de Litio, no se superan C.O.P.s de 0,7, en máquinas de doble etapa se alcanzan valores que pueden ser hasta 1,5 veces a los esperables en una etapa, es decir de hasta 1,2, esto significa que las máquinas de doble etapa aprovechan mejor la energía que las de etapa simple. En ciclos de baja temperatura Amoniaco/ Agua se consiguen valores de C.O.P. de 0,5 y pueden alcanzarse máximos de 0,8.

Por el contrario en equipos de compresión mecánica de gran cantidad, con compresores centrífugos y de tornillo, se consiguen en la actualidad rendimientos frigoríficos entre 4,5 y 5,5 kW/kW (C.O.P.s en el evaporador de 4,5 a 5,5). A igualdad de costes de las energías consumibles, estas diferencias tan espectaculares habrían convertido a las máquinas de absorción, hace mucho tiempo, en piezas de museo o “curiosidades tecnológicas”.



¿Cuál puede ser, entonces, la razón para que los ciclos de absorción sigan teniendo actualmente una aplicación práctica?. La respuesta es bastante sencilla: El coste de producir el trabajo mecánico necesario para obtener un kW de refrigeración por ciclo de compresión mecánica de vapor es, normalmente, superior al coste necesario para recuperar la cantidad de calor a aplicar para obtener el mismo kW en un ciclo de absorción. El coste de la energía básica es el único factor que determina la posible competitividad de los sistemas de absorción frente a los de compresión mecánica.

Por ejemplo: Si comparamos un sistema de refrigeración por compresión con un C.O.P. esperable de 5,5, y un sistema de absorción de doble etapa con un C.O.P. de 1, en una aplicación en la que se dispone de una fuente de calor recuperable cuyo coste por kW recuperado es de 1 unidad mientras que el coste de la energía eléctrica necesaria para hacer funcionar las máquinas de compresión es de 6 unidades, será evidente el interés de utilizar el sistema de absorción, simplemente a partir de los costes de las energías, sin tener en consideración otras posibles ventajas. Este es un análisis demasiado simplificado, ya que no se han tenido en consideración los costes energéticos que implica el funcionamiento de las torres de recuperación, las bombas de agua de torre, ni las bombas de agua fría. Un estudio más completo nos llevaría a la

conclusión de que, teniendo en cuenta todos los consumos de todo tipo de energías en una aplicación dada, el coste de la energía eléctrica debería ser de 8 a 9 veces superior al de la energía térmica recuperada por hacer que la opción por absorción fuera competitiva con la de compresión mecánica.

Lo que es evidente es que siempre que exista la posibilidad de utilizar energías térmicas desechables, gratuitas, o de muy bajo coste, procedentes de energías renovables, o efluentes de procesos industriales o de sistemas de cogeneración, la aplicación de sistemas de absorción para la producción frigorífica será competitiva e interesante

También es preciso citar que aún existen lugares en los que la disponibilidad de energía eléctrica para grandes potencias no está garantizada, o bien implica un coste muy elevado, y sin embargo existen combustibles fósiles accesibles, gas natural por ejemplo, a un precio aceptable.

Esta es otra posibilidad de aplicación de los sistemas de absorción, utilizando en estos casos máquinas con combustión directa que consumen un combustible líquido o gaseoso directamente para la producción de calor y frío de forma simultánea o alternativa, con

C.O.P. que pueden alcanzar valores de 1,5. Así mismo puede resultar interesante la aplicación de sistemas «híbridos», que se basan en la instalación de máquinas de absorción en serie, o en paralelo, con máquinas de compresión mecánica sobre el mismo circuito de agua enfriada.

En estos sistemas, las máquinas de compresión se utilizan para hacer frente a las cargas térmicas básicas, o en horas valle, mientras que las máquinas de absorción se utilizan exclusivamente en horas punta o para combatir las demandas punta. Esto permite dimensionar las máquinas que consumen energía mas cara para condiciones de menor carga, lo que repercute favorablemente en los costes de explotación de la instalación.

3.4. Impacto Ambiental de un Sistema de Absorción

Por último, pero no por menos importante, vamos a comentar las peculiaridades de los equipos de refrigeración por absorción en lo relativo a la incidencia de su utilización sobre el medio ambiente.

Me centraré en el comentario de los ciclos Agua-Bromuro de Litio, cuya influencia medioambiental considero menos conocida, ya que los ciclos Amoniaco-Agua están más condicionados en su efecto medioambiental por la presencia del Amoniaco como refrigerante, y

su divulgación ha sido más amplia por esta razón, al ser este agente frigorífico plenamente ecológico, sobre todo en lo relativo a su ODP (Potencial de Destrucción de Ozono) y GWP (Efecto Invernadero).

Los aspectos de impacto indirecto, en función de la contaminación originada en la producción de energía eléctrica, y de Tel (Impacto Ambiental Global), son prácticamente comunes a ambos tipos de ciclos y están en relación directa con los COPs de cada máquina, para cada aplicación concreta, por lo que serán válidas para el ciclo Amoniaco-Agua las consideraciones que se harán sobre los ciclos Agua-Bromuro de Litio.



CIB-ESPOL

3.5. Absorción vs Compresión Mecánica

Dejando a un lado el impacto medioambiental de los agentes frigoríficos, que se tratará en el apartado siguiente, entre las máquinas frigoríficas de absorción y las de compresión mecánica de vapor, existen diferencias muy significativas en cuanto a la influencia de su utilización sobre el medio ambiente.

Los expertos en esta materia, han coincidido en que el factor que determina con mayor exactitud la incidencia sobre el medio ambiente de una máquina o proceso, es el que se ha dado en denominar TEI

(Total Environmental Impact) que engloba todos los parámetros de influencia:

- ODP (Potencial de destrucción de Ozono).
- GWP (Potencial de calentamiento global-Efecto Invernadero)
- Consumo de los equipos (COP).
- Vida atmosférica.
- Carga de los equipos (Refrigerante).
- Emisiones de los equipos.



De todos estos parámetros el de mayor importancia, cuando nos referimos a la maquinaria frigorífica, resulta ser el consumo de los equipos, englobando tanto los consumos directos de energía de cada máquina como los de energías primarias y fósiles necesarios para la producción de la energía eléctrica que después se va a consumir en ella, e incluyendo las misiones de gases invernadero (CO₂, fundamentalmente) que van aparejadas con la producción de esta energía.

La Agencia Internacional del Medio Ambiente ha determinado que el 98% del TEI de una planta frigorífica se debe a la emisión de gases invernadero que se originan en la producción de la energía eléctrica necesaria para su funcionamiento.

Solo el 2% restante se debe a las emisiones originadas por la propia máquina. Si consideramos ahora que el consumo eléctrico de una planta de absorción es, por término medio, un 7% del correspondiente a un equipo de compresión mecánica, y que la energía térmica que consume, salvo en las aplicaciones de combustión directa, procede como efluente de un proceso, es decir que su impacto medioambiental se debe a otras necesidades ajenas a las de la producción frigorífica, concluiremos que el TEI de una planta de absorción es tan solo el 7,15% respecto al equipo de compresión mecánica equivalente.

Este valor se reduce hasta el 7% si tenemos en cuenta que un equipo de absorción no origina emisiones propias, ya que su interior, por principio, se encuentra en depresión frente a la atmósfera, y que aun en el supuesto de que por una avería se produjera algún vertido o emisión al exterior de sus fluidos interiores, esto no tendría ningún efecto contaminante para el medio, dadas las características de estas sustancias.

En equipos que funcionan con combustión directa, el efecto de las emisiones propias se acentúa, no por lo que se refiere a las emisiones indirectas que se originan en la producción de energía eléctrica que supondrían un porcentaje equivalente al comentado

para equipos actuados por vapor o agua caliente, sino por la emisión de los productos de la combustión que se generan en la máquina. En este sentido, considerando un COP medio de 1 en la producción frigorífica, y un rendimiento en la combustión de un 90%. con gas natural, alcanzaríamos un valor de TEI prácticamente idéntico al que correspondería a un equipo de compresión de la misma capacidad frigorífica accionado eléctricamente y con un COP de 4,5. Esto sin tener en cuenta los efectos debidos a los agentes frigoríficos, que en caso de la absorción serían nulos.

3.6. Descripción del Funcionamiento del Acondicionador de Aire por Absorción usando Energía Solar

El diseño del equipo acondicionador de aire esta basado en el principio de funcionamiento de refrigeración de Servel-Electrolux, en el cual no se utiliza bomba y se hace circular el fluido igualando las presiones inyectando un gas ideal al sistema, para el diseño a realizar helio. El ciclo es como se muestra en la figura 3.5.

El trabajo de la bomba de retorno es dar energía cinética al agua para que llegue hasta el colector. El reemplazo de la bomba de retorno tendría que ser por un fluido térmicamente conocido como



aproximación a gas ideal, considerando que debe cumplir con propiedades como:

- ✓ Ser incompresible
- ✓ Coeficientes caloríficos constantes (importante por variaciones de temperatura altas)
- ✓ Constante universal de gases constante
- ✓ Debe ser de muy baja densidad.



CIB-ESPOL

El gas seleccionado es el Helio debido a sus buenas propiedades y no es explosivo como el hidrógeno.

Con el ingreso de este gas mantenemos la presión del sistema constante debido a que como se sabe por la ley de Dalton la presión total es igual a la suma de cada una de las presiones parciales.

$$P_{Total} = P_1 + P_2 + \dots$$

Para el caso del acondicionador será la presión del amoniaco más la presión con la que aporte el helio.

El funcionamiento del acondicionador es el siguiente:

El vapor de baja presión que procede del evaporador, en vez de ser comprimido por un compresor mecánico, es absorbido por una

solución diluida de amoniaco y agua en el absorbedor. El helio gaseoso se encuentra presente en el sistema para aumentar la velocidad de evaporación del amoniaco y para proporcionar el balance de presión necesario en el sistema. El calor aplicado desde la radiación solar en el generador origina que el vapor de amoniaco se desprenda de la solución.

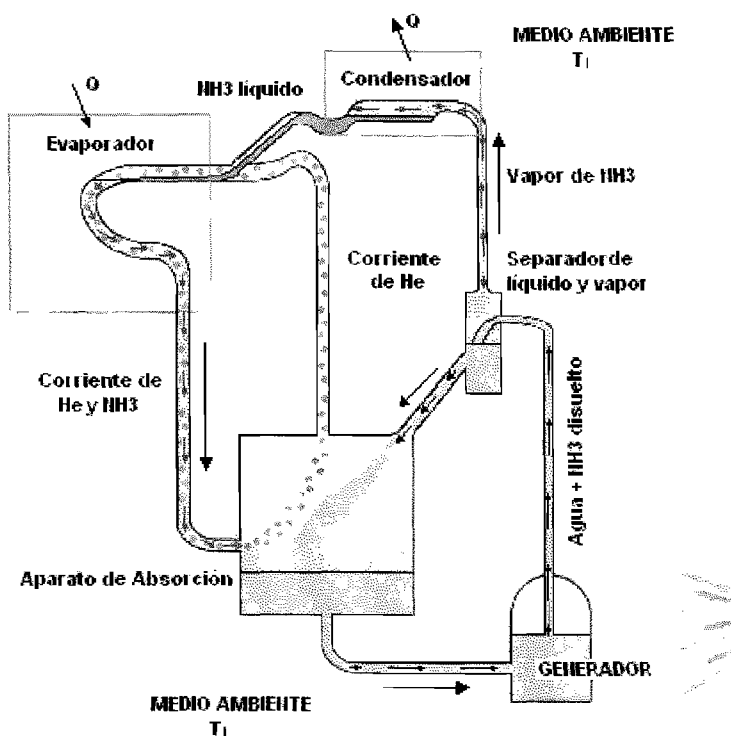


Fig.3.4 Ciclo de refrigeración por absorción. Agua-amoniaco-helio

El vapor de amoniaco con agua caliente se mueve hacia arriba hasta el separador en el cual el gas amoniaco sube hacia el condensador con la presión necesaria gracias a la ayuda del helio, y el agua caliente cae y regresa al absorbedor.

En el condensador el sistema elimina calor con la ayuda de aletas y se licua. Luego al descender hacia el evaporador baja su presión y entra al evaporador amoniaco liquido a baja presión. En este dispositivo el amoniaco hierve absorbiendo calor del ambiente. El amoniaco en forma de vapor pero a baja presión regresa al absorbedor en el cual se encuentra con el agua en baja concentración y se vuelve a mezclar con ella y se repite el ciclo.

3.7. Tipos de Mezclas usadas en sistemas de refrigeración por Absorción

En lo que a agentes frigorígenos se refiere, la balanza se inclina favorablemente a favor de la utilización de ciclos de absorción frente a los de compresión mecánica para la reducción frigorífica. Desde el punto de vista medioambiental el interés de los primeros es evidente, por las siguientes razones: En los ciclos Agua-Bromuro de Litio el refrigerante que se utiliza R-718 (agua destilada), y el absorbente es una solución de Bromuro de Litio. En los ciclos Amoniaco- Agua se utiliza R-717(Amoniaco) como refrigerante y agua destilada como absorbente.

Las tres sustancias tienen un comportamiento muy favorable con el medio ambiente, como se resume en la tabla siguiente, si bien se



precisan precauciones especiales para la manipulación y mantenimiento de los equipos que trabajan con Amoniaco, dada la peligrosidad de esta sustancia para el ser humano, sobre la que no es preciso abundar ya que es sobradamente conocida. Por lo que respecta al agua, solo cabe señalar la necesidad de controlar su pureza cuando se emplea como refrigerante, más por lo que puede afectar al rendimiento de los equipos que por sus efectos sobre las personas y el medio ambiente para los que es completamente inocua.

REFRIGERANTES Y ABSORVENTES			
	R-717 AMONIACO	R-718 AGUA	BrLi SAL DILUIDA
Estabilidad química	Media	Alta	Alta
Toxicidad	Ata	Nulo	Baja
Disponibilidad	Baja	Alta	Alta
Efectos contaminantes	Baja	Nulos	Nulos
ODP	0	0	0
GWP	0	0	0
TEWI	Bajo	Nulo	Bajo
Calor lat. Vaporización.	1.25 MJ/MKg	2.5 MJ/MKg	N/A
Costo	Medio	Bajo	Medio

Tabla 1: Tipos de refrigerantes y absorbentes



La sal de Bromuro de Litio es, así mismo inocua, aunque en solución acuosa tiene efectos detergentes bastante acusados por lo que no debe ser ingerida y conviene ser manipulada con la precaución necesaria para evitar derrames que pueden decolorar los suelos de madera y otros materiales orgánicos. No se requieren más prevenciones.



CIB-ESPOL

3.7. Justificación de la mezcla seleccionada.

Con el fin de optimizar la selección de la mezcla que se utilizará para el diseño del acondicionador, se debe tomar en cuenta los siguientes factores con los cuales debe cumplir:

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

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

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

La mezcla amoníaco/agua ha tenido excelentes resultados en equipos de absorción domésticos e industriales donde la temperatura requerida es cercana o menor a 0°C , para el acondicionador de aire solar se pretende obtener una temperatura de 20°C , para lo cual la combinación puede ser muy bien utilizada.

La disponibilidad y el bajo costo del agua y del amoníaco en comparación con otras mezclas, es un factor de mucha importancia,

ya que se pretende que la construcción del equipo sea lo más económica posible.

Una de las desventajas de utilizar este tipo de mezcla es por la toxicidad del amoniaco, pero como el equipo será colocado en la parte externa de la habitación no se tendrá mayor problemas, por otro lado, el amoniaco es de fácil detección lo que permite corregir cualquier falla o detener el funcionamiento del equipo para evitar fugas mayores que contaminen el ambiente o que atenten contra la seguridad de las personas.

El amoniaco no es compatible con los componentes cuprosos, esto se debe considerar para seleccionar el material de las tuberías a utilizar.

CAPITULO 4

4. CALCULO DE LOS COMPONENTES DEL ACONDICIONADOR DE AIRE SOLAR

4.1. Consideraciones preliminares

Ya se ha hablado acerca del funcionamiento del equipo acondicionador de aire a diseñar, ahora se deben especificar las condiciones del diseño.

El primer paso para el diseño del acondicionador de aire es determinar la carga total de enfriamiento para lo cual se debe considerar el aporte calorífico por paredes, techos y pisos; aporte calorífico por el número de personas; aporte calorífico por renovación de aire y el aporte calorífico por luces y maquinarias.

Para poder definir los aportes caloríficos antes mencionados es necesario fijar ciertas variables. El área de la habitación será de 3m x 4m, con una altura de 2.6m, será para una oficina en la que estarán sólo dos personas, tendrá sólo un foco de 100W, una ventana de 1m², la temperatura que se desea alcanzar en la habitación es de 20°C.

Una vez calculada la carga total de enfriamiento se procede a realizar el cálculo para los demás equipos, el diseño del generador está basado principalmente en esta carga ya que será la mínima cantidad de energía que deberá captar para poder producir el confort estimado.

4.2. Determinación de la Intensidad Solar

La radiación solar notablemente de una localización geográfica a otra, así como también con el momento del año y la hora del día,



estas modificaciones se explican en términos de diferentes ángulos que se detallan a continuación:

- φ : Latitud del lugar
- δ : Declinación solar
- β : Inclinación de la superficie
- Γ : Angulo acimutal
- Γ_s : Angulo azimutal del sol
- ω : Angulo horario
- Θ : Angulo de incidencia
- Θ_z : Angulo cenital
- α : Altitud del sol

En la figura 4.1 se indican algunos de estos ángulos. El ángulo horario ω varía 15° por cada hora del día, un ω igual a cero corresponde al medio día local.

Es preciso decir que el ángulo de inclinación δ varía de 23.75° (21 de junio) a -23.75° (21 de diciembre) debido a la inclinación de la tierra y se lo puede estimar mediante la siguiente ecuación:

$$\delta = 23.75 \text{Sen} \left(360 * \frac{284 + n}{365} \right) \quad \text{Ecuación \# 1}$$

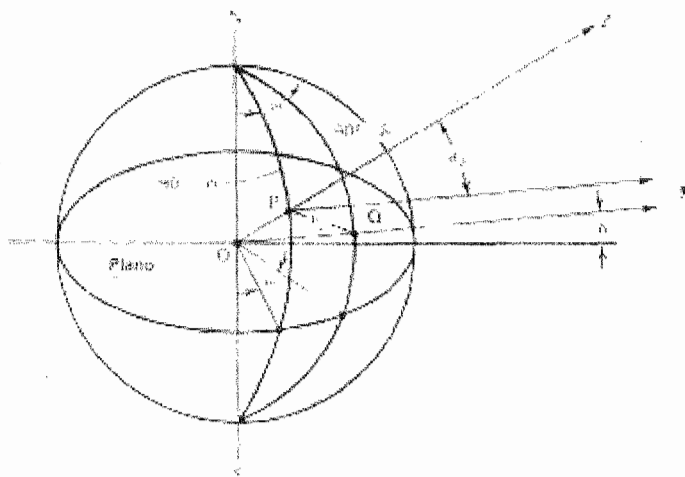


Fig. 4.1 Relaciones angulares (Tomada de "Solar Engineering Technology", Ted J Jansen)

Para definir la intensidad de la radiación solar de Guayaquil necesitamos conocer su localización exacta, es decir necesitamos conocer todos los ángulos antes mencionados

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

- © Por el Norte: $79^{\circ}58'$ de longitud oeste a $2^{\circ}12'$ de latitud sur, y $79^{\circ}55'$ de longitud oeste a $2^{\circ}12'$ de latitud sur.
- © Por el Sur: $79^{\circ}58'$ de longitud oeste a $2^{\circ}17.5'$ de latitud sur, y $79^{\circ}33'$ de longitud oeste a $2^{\circ}15.5'$ de latitud sur.



Para realizar la estimación de la radiación solar en Guayaquil, es necesario conocer los valores de nubosidad y Heliofanía de las cuales el INAMHI toma mediciones para el aeropuerto y sus valores se detallan a continuación en la tabla 1:

<u>DATOS METEOROLOGICOS</u>		
<u>(RESUMEN ESTADISTICO MULTIANUAL)</u>		
ESTACION : GUAYAQUIL AEROPUERTO		
LATITUD : 02°09'12" S		
LONGITUD : 79°53'00" W		
ELEVACIÓN : 5m		
PERIODO DE MEDICION: 1959-1999		
MES	NUBOSIDAD (octavos)	HELIOFANIA (horas/mes)
ENERO	7	98.1
FEBRERO	7	94.2
MARZO	7	126.6
ABRIL	6	143.6
MAYO	6	140.5
JUNIO	6	117.1
JULIO	6	119.9
AGOSTO	6	133.2
SEPTIEMBRE	6	142.2
OCTUBRE	6	122.4
NOVIEMBRE	6	114.7
DICIEMBRE	6	126.7
PROMEDIO	6.25	123.27

Tabla 1. Datos de Nubosidad y heliofanía para la ciudad de Guayaquil

Fuente: Anuario y boletines meteorológicos INAMHI

Para los cálculos de irradiación no reducida y para la estimación de la irradiación global se ha utilizado del modelo de Ångström-Pagé en la cual:

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



Ecuación # 2

En la cual:

H_p es la estimación de la radiación global

H_o es el valor de energía radiante no reducida

a y b son constantes que dependen de cada localidad

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

n es el promedio de horas diarias de sol brillante

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

$$N = \frac{2}{15} \arccos(-\tan \delta \tan \phi)$$

Ecuación # 3

Los valores de a y b del modelo Ångström-Pagé son 0.23 y 0.56 respectivamente, estos valores han sido determinados en la estación meteorológica de Izobamba con $00^{\circ}22' S$, pero pueden ser utilizados como una buena aproximación.



En la tabla 2 se muestran valores de irradiación no reducida para cada día del año y su promedio mensual.

En la tabla 3 se muestra los valores de radiación global mensual y su promedio anual.

Es importante conocer también los valores de radiación directa y difusa para conocer cual de las dos predomina más y saber el tipo de radiación con el que se cuenta mayormente.

Para estimar el valor de la radiación difusa se utiliza la siguiente expresión:

$$H_{p,d} = H_p (A_d + B_d * K_T) \quad \text{Ecuación \# 4}$$

Donde:

A_d y B_d son coeficientes que dependen de cada localidad, pero para realizar una estimación se puede asumir como $A_d = 0.958$ y $B_d = -0.982$ y K_T es el índice de claridad y esta dado por:

$$K_T = \frac{H_p}{H_o} \quad \text{Ecuación \# 5}$$

RADIACION GLOBAL

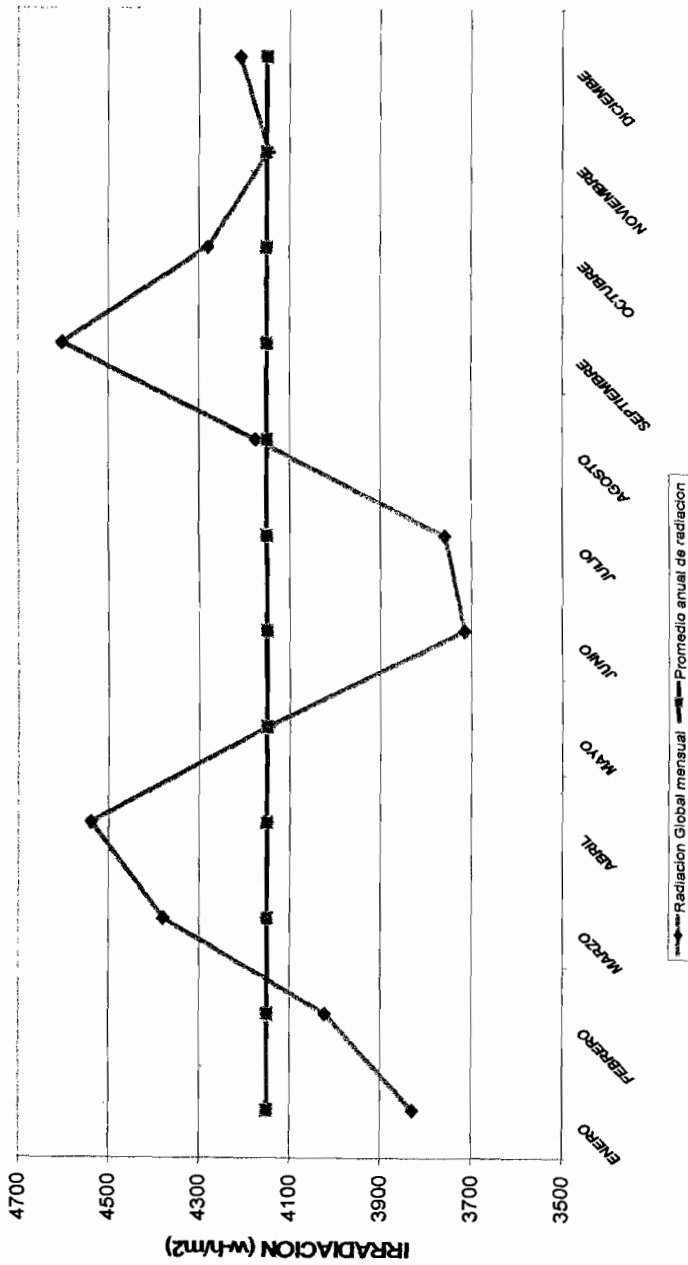


Figura 4.2: Radiación Global





RADIACION SOLAR EN GUAYAQUIL

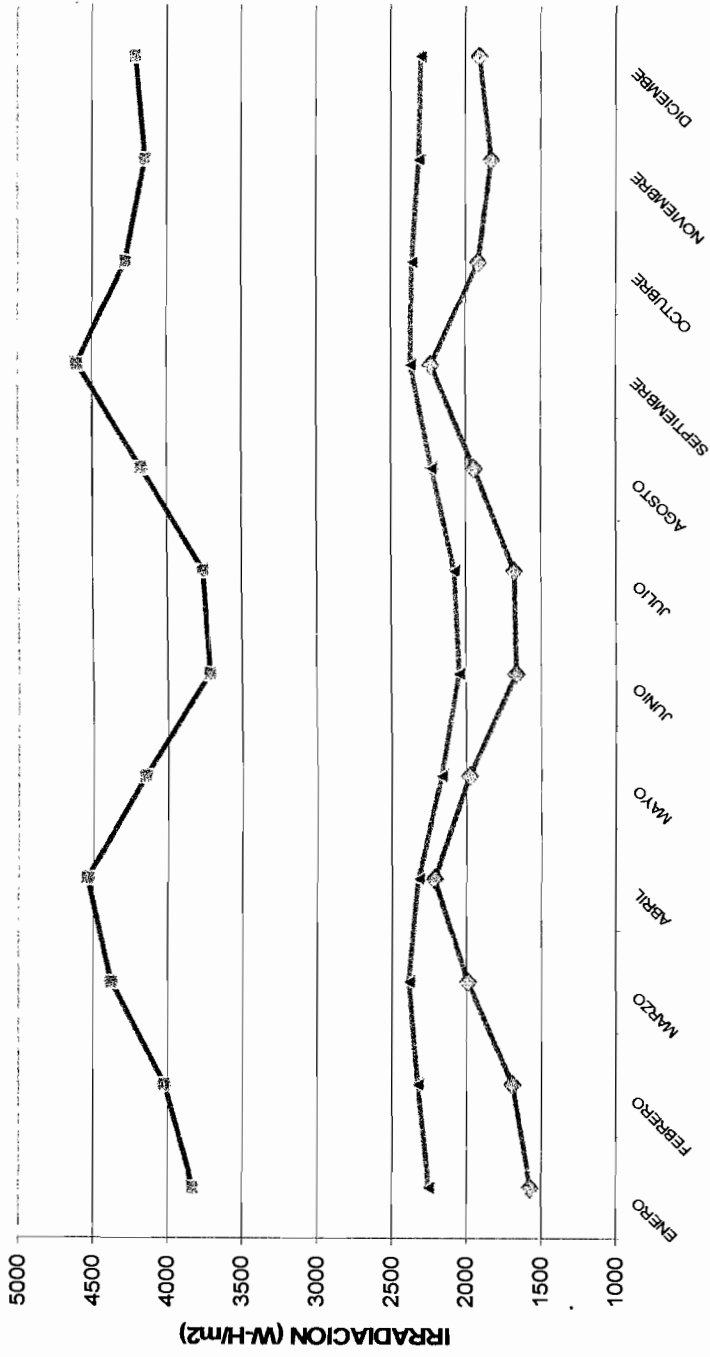


Figura 4.3. Radiación Solar en Guayaquil

Finalmente la componente directa de la radiación solar se podría conocer restando la radiación difusa de la radiación global de la siguiente manera:

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

Ecuación # 6

En la tabla 4 se muestran los valores tanto de radiación solar difusa como de radiación solar directa.

De las tablas se puede ver que el promedio de radiación solar para la ciudad de Guayaquil es de 4150 W-h/m² y que es el valor a utilizarse para realizar los cálculos para el diseño del colector solar.

En la figura 4.2 se puede observar la variación de la radiación global mensual en comparación con el promedio anual. Como se puede observar los puntos de mayor radiación solar son el los meses de abril y septiembre, y los de menor son en enero, junio y julio

En la figura 4.3 se puede observar la variación de cada de tipo de radiación por separada, tanto la directa como la difusa y la suma de ambas que da la radiación global.

IRRADIACION NO REDUCIDA MENSUAL (W-h/m²)

Día	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
1	10067,87	10316,10	10483,18	10262,34	9666,53	9079,74	8955,71	9366,24	9889,22	10347,22	10292,82	10061,05
2	10072,79	10325,22	10483,84	10247,05	9644,33	9066,98	8961,22	9385,67	10007,12	10351,81	10286,06	10075,91
3	10078,01	10334,25	10484,03	10231,31	9622,18	9054,74	8967,33	9405,32	10024,71	10355,90	10279,14	10071,02
4	10083,54	10343,16	10483,72	10215,14	9600,09	9043,06	8974,04	9425,17	10041,96	10359,51	10272,06	10066,40
5	10089,36	10351,94	10482,72	10198,55	9578,08	9031,93	8981,34	9445,20	10058,87	10362,63	10264,86	10062,06
6	10095,46	10360,58	10481,60	10181,55	9556,18	9021,36	8989,24	9465,40	10075,43	10365,27	10257,53	10058,00
7	10101,83	10369,05	10479,78	10164,14	9534,39	9011,36	8997,70	9485,75	10091,62	10367,43	10250,11	10054,23
8	10108,47	10377,34	10477,44	10146,36	9512,74	9001,94	9006,75	9506,22	10107,43	10369,13	10242,59	10050,76
9	10115,37	10385,44	10474,58	10128,19	9491,25	8993,10	9016,35	9526,81	10122,85	10370,36	10235,01	10047,60
10	10122,51	10393,32	10471,20	10109,68	9469,93	8984,87	9026,50	9547,48	10137,86	10371,47	10227,38	10044,75
11	10129,88	10400,98	10467,28	10090,81	9448,81	8977,23	9037,20	9568,23	10152,47	10371,14	10219,70	10042,22
12	10137,48	10408,39	10462,83	10071,62	9427,89	8970,19	9048,44	9589,04	10166,66	10371,36	10212,00	10040,02
13	10145,29	10415,54	10457,85	10052,12	9407,21	8963,77	9060,20	9609,89	10180,41	10370,82	10204,30	10038,15
14	10153,30	10422,42	10452,32	10032,31	9386,77	8957,97	9072,47	9630,75	10193,72	10369,85	10196,60	10036,61
15	10161,87	10429,01	10446,26	10012,23	9366,60	8952,79	9085,24	9651,61	10206,59	10368,47	10188,29	10035,41
16	10169,87	10435,29	10439,65	9991,87	9346,72	8948,23	9098,50	9672,46	10219,00	10366,68	10181,29	10034,55
17	10178,41	10441,26	10432,51	9971,27	9327,13	8944,30	9112,24	9693,27	10230,95	10364,50	10173,71	10034,03
18	10187,09	10446,89	10424,82	9950,44	9307,85	8941,00	9126,44	9714,03	10242,44	10361,94	10166,19	10033,87
19	10195,91	10452,18	10416,60	9929,39	9288,91	8938,33	9141,10	9734,72	10253,44	10359,01	10158,76	10034,05
20	10204,85	10457,11	10407,84	9908,14	9270,32	8936,30	9156,20	9755,31	10263,97	10355,71	10151,43	10034,58
21	10213,89	10461,66	10398,54	9886,71	9252,09	8934,90	9171,72	9775,80	10274,01	10352,07	10144,24	10035,46
22	10223,03	10465,83	10388,71	9868,12	9234,24	8934,14	9187,65	9796,16	10283,57	10348,09	10137,11	10036,69
23	10232,25	10469,59	10378,36	9843,38	9216,78	8934,01	9203,98	9816,38	10292,63	10343,79	10130,15	10038,27
24	10241,52	10472,95	10367,48	9821,52	9199,74	8934,52	9220,59	9836,45	10301,20	10339,18	10123,35	10040,20
25	10250,85	10475,88	10356,08	9799,55	9183,11	8935,66	9237,76	9856,33	10309,27	10334,28	10116,71	10042,48
26	10260,20	10478,39	10344,17	9777,49	9166,93	8937,44	9255,19	9876,02	10316,84	10329,09	10110,25	10045,10
27	10269,57	10480,44	10331,75	9755,36	9151,19	8939,65	9272,96	9895,51	10323,92	10323,63	10103,98	10048,07
28	10278,94	10482,04	10318,84	9733,18	9135,92	8942,88	9291,04	9914,76	10330,49	10317,92	10097,92	10051,37
29	10288,30		10305,43	9710,97	9121,13	8946,54	9309,43	9933,78	10336,57	10311,97	10092,07	10055,00
30	10297,62		10291,54	9688,75	9106,83	8950,82	9328,10	9952,54	10342,14	10305,79	10086,44	10058,97
31	10306,89		10277,17		9093,03		9347,04	9971,02		10299,41		10063,26
Promedio	10176,20	10416,15	10418,33	9992,65	9361,77	8973,67	9117,41	9671,07	10195,91	10351,14	10186,74	10048,07

Tabla 2. Radiación solar no reducida para Guayaquil

IRRADIACION GLOBAL (W-h/m ²)							
Mes	Ho(w-h/m ²)	n(hrs mensual)	N diario	n/N	coeficiente A	Coeficiente B	Hp(w-h/m ²)
ENERO	10176,19	98,10	12,109	0,261	0,230	0,56	3829,75
FEBRERO	10146,15	94,20	12,070	0,279	0,230	0,56	4021,82
MARZO	10418,33	126,60	12,010	0,340	0,230	0,56	4379,76
ABRIL	9992,65	143,60	11,950	0,400	0,230	0,56	4539,38
MAYO	9361,77	140,50	11,900	0,381	0,230	0,56	4148,11
JUNIO	8973,67	117,10	11,870	0,329	0,230	0,56	3715,36
JULIO	9117,41	119,90	11,890	0,325	0,230	0,56	3757,97
AGOSTO	9671,07	133,20	11,930	0,360	0,230	0,56	4174,59
SEPTIEMBRE	10195,91	142,20	11,990	0,395	0,230	0,56	4602,27
OCTUBRE	10351,14	122,40	12,050	0,328	0,230	0,56	4280,13
NOVIEMBRE	10186,74	114,70	12,100	0,316	0,230	0,56	4145,60
DICIEMBRE	10048,07	126,70	12,120	0,337	0,230	0,56	4208,19
Promedio	9886,59	123,27	11,999	0,338	0,230	0,56	4150,24

Tabla 3. Radiación Solar Global para Guayaquil

RADIACION DIFUSA Y RADIACION DIRECTA							
Mes	H _o (w-h/m ²)	H _p (w-h/m ²)	K _t	Ad	B _d	H _{p,d} (w-h/m ²)	H _{p,b} (w-h/m ²)
ENERO	10176,19	3829,75	0,376	0,958	-0,982	2253,54	1576,21
FEBRERO	10146,15	4021,82	0,386	0,958	-0,982	2327,97	1693,84
MARZO	10418,33	4379,76	0,420	0,958	-0,982	2387,74	1992,01
ABRIL	9992,65	4539,38	0,454	0,958	-0,982	2323,71	2215,67
MAYO	9361,77	4148,11	0,443	0,958	-0,982	2168,36	1979,75
JUNIO	8973,67	3715,36	0,414	0,958	-0,982	2048,73	1666,62
JULIO	9117,41	3757,98	0,412	0,958	-0,982	2079,07	1678,90
AGOSTO	9671,07	4174,59	0,432	0,958	-0,982	2229,70	1944,89
SEPTIEMBRE	10195,91	4602,28	0,451	0,958	-0,982	2368,97	2233,30
OCTUBRE	10351,14	4280,13	0,413	0,958	-0,982	2362,41	1917,72
NOVIEMBRE	10186,74	4145,60	0,407	0,958	-0,982	2314,76	1830,84
DICIEMBRE	10048,07	4208,19	0,419	0,958	-0,982	2300,76	1907,44
Promedio	9886,59	4150,25	0,419	0,958	-0,982	2263,81	1886,43

Tabla 4. Radiacion difusa y directa para la ciudad de Guayaquil



CIB-ESPOL

4.3. Balance Energético

Para comenzar el diseño del acondicionador de aire es necesario conocer la carga total de enfriamiento que se la ha considerado de aproximadamente 8000 BTU pero es necesario saber como están repartidos.

Una serie de variables intervienen al considerar esta carga de enfriamiento, y esto es debido a que las ganancias de calor son todos transcientes razón por la cual varían de hora a otra.

En el cálculo de la carga de enfriamiento para el diseño de un acondicionador de aire se deben tener en cuenta los siguientes aportes caloríficos:

- © Aporte calorífico a través de paredes, techos y pisos.
- © Aporte calorífico por renovación de aire.
- © Aporte calorífico por ocupantes
- © Aporte calorífico por luces y equipos.

Aporte Calorífico a través de paredes

El diseño del acondicionador de aire se lo realizara para una oficina de una área de 3m x 4m, de ladrillo común, con una altura de 2.6m, las características de la pared se la detalla en la figura 4.4

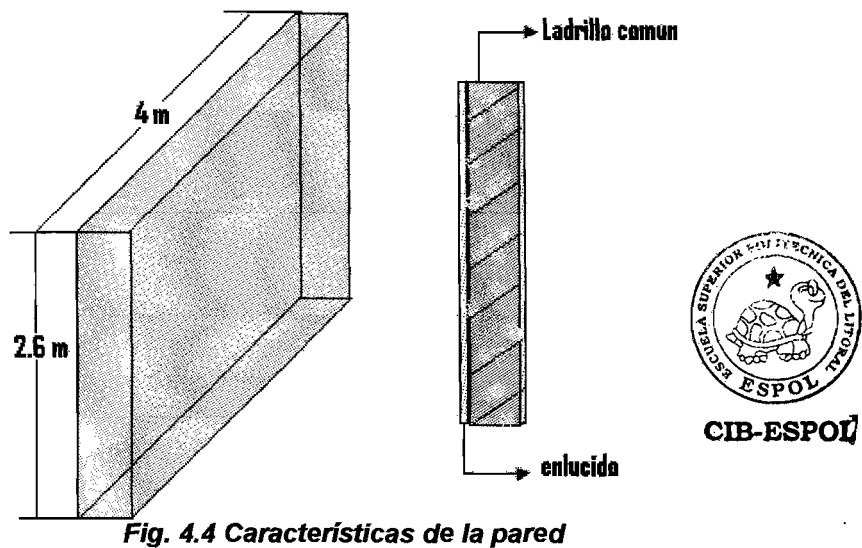


Fig. 4.4 Características de la pared

Para en cálculo del aporte calorífico a través de paredes se utilizará la siguiente ecuación:

$$Q_p = UA\Delta T$$

Ecuación # 7

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor y esta dado por el inverso de la sumatoria de todas las resistencias que pone la pared a la transferencia de calor.



$$U = \frac{1}{\sum R}$$

Ecuación # 8

Donde la sumatoria de las resistencias para el tipo de pared que se tiene esta dada por:

$$\sum R = \frac{1}{ha} + \frac{x_1}{K_1} + \frac{x_2}{K_2} + \frac{1}{h_i} + \frac{x_3}{K_3} + \frac{1}{hi}$$

Ecuación # 9

Donde:

ha: coeficiente de convección exterior

hi: coeficiente de convección interior.

h_l: coeficiente de convección en el interior del ladrillo

X₁: espesor del enlucido exterior

K₁: conductividad del enlucido

X₂: espesor del ladrillo

K₂: conductividad del ladrillo

X₃: espesor del enlucido interior

K₃: conductividad del enlucido

De la tabla # 5 se obtienen los valores de h_a, h_i y h_l los cuales son 0.25, 0.68 y 0.86 (BTU°F/hr*ft²) respectivamente.

TABLE 34—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R		
					Per inch Thickness $\frac{1}{k}$	For Listed Thickness $\frac{1}{c}$	
BUILDING MATERIALS. (CONT.)							
MASONRY MATERIALS Concrete	Cement Mortar		116	—	0.20	—	
	Gypsum-Fiber Concrete 87 1/2% gypsum, 12 1/2% wood chips		51	—	3.00	—	
	Lightweight Aggregates Including Expanded		120	—	0.19	—	
	Shale, Clay or Slate		100	—	0.28	—	
	Expanded Slag; Cinders		80	—	0.40	—	
	Pumice, Perlite; Vermiculite		60	—	0.59	—	
	Also, Cellular Concretes		40	—	0.86	—	
			30	—	1.11	—	
			20	—	1.43	—	
		Sand & Gravel or Stone Aggregate (Oven Dried)		140	—	0.11	—
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Not Dried)		140	—	0.08	—	
	Stucco		116	—	0.20	—	
PLASTERING MATERIALS	Cement Plaster, Sand Aggregate		116	—	0.20	—	
	Sand Aggregate	1/2	116	4.8	—	0.10	
	Sand Aggregate	3/4	116	7.2	—	0.15	
	Gypsum Plaster						
	Lightweight Aggregate	1/2	45	1.88	—	0.32	
	Lightweight Aggregate	3/4	45	2.84	—	0.39	
	Lightweight Aggregate on Metal Lath	3/8	45	2.80	—	0.47	
	Perlite Aggregate		45	—	0.67	—	
	Sand Aggregate		104	—	0.16	—	
	Sand Aggregate	1/2	105	4.4	—	0.09	
	Sand Aggregate	3/4	105	5.5	—	0.11	
	Sand Aggregate on Metal Lath	3/4	105	6.6	—	0.13	
	Sand Aggregate on Wood Lath		105	—	—	0.40	
Vermiculite Aggregate		45	—	0.59	—		
ROOFING	Asbestos-Cement Shingles		120	—	—	0.21	
	Asphalt Roll Roofing		70	—	—	0.15	
	Asphalt Shingles		70	—	—	0.44	
	Built-up Roofing		70	2.2	—	0.23	
	Slate	1/2	201	8.4	—	0.95	
	Sheet Metal		—	—	None	—	
	Wood Shingles		40	—	—	0.94	
SIDING MATERIALS (On Flat Surfaces)	Shingles						
	Wood, 16", 7 1/2" exposure		—	—	—	0.37	
	Wood, Double, 16", 12" exposure		—	—	—	1.19	
	Wood, Plus Insul Backer Board, 3/4"		—	—	—	1.40	
	Siding						
	Asbestos-Cement, 1/4" lapped		—	—	—	0.21	
	Asphalt Roll Siding		—	—	—	0.15	
	Asphalt Insul Siding, 1/2" Bead		—	—	—	1.45	
	Wood, Drop, 1"x8"		—	—	—	0.79	
	Wood, Bevel, 1/2"x8", lapped		—	—	—	0.81	
	Wood, Bevel, 3/4"x10", lapped		—	—	—	1.05	
	Wood, Plywood, 3/4", lapped		—	—	—	0.59	
	Structural Glass		—	—	—	0.10	
	FLOORING MATERIALS	Asphalt Tile	1/4	120	1.25	—	0.34
		Carpet and Fibrous Pad		—	—	—	2.08
		Carpet and Rubber Pad		—	—	—	3.23
		Ceramic Tile	1	—	—	—	0.08
		Cork Tile		25	—	2.22	—
		Cork Tile	1/2	25	0.26	—	0.28
Felt Flooring			—	—	—	0.06	
Floor Tile		1/2	—	—	—	0.05	
Linoleum		1/4	80	0.95	—	0.08	
Plywood Subfloor		3/4	34	1.37	—	0.78	
Rubber or Plastic Tile		1/4	110	1.15	—	0.32	
Terrazzo		1	140	11.7	—	0.66	
Wood Subfloor		1 1/2	31	2.08	—	0.78	
Wood, Hardwood Finish	3/4	45	2.81	—	0.58		

Tabla 6. Resistencia térmica debido al material

De la tabla # 6 se obtienen los valores de las resistencias debido al enlucido y ladrillo, esta se la da de acuerdo al los espesores de los mismos, el espesor del enlucido es de 2cm (3/4in) a lo cual le corresponde una resistencia de 0.15 (BTU°F/hr*ft²). El espesor del ladrillo es de 10cm (4in) el cual es el ladrillo común y le corresponde una resistencia de 0.8 (BTU°F/hr*ft²).

Reemplazando estos valores en la ecuación # 9 se obtiene:

$$\sum R = 0.25 + 0.15 + 0.8 + 0.86 + 0.15 + 0.68$$

$$\sum R = 2.89(\text{°F} * \text{hr} * \text{ft}^2 / \text{BTU}).$$

Donde reemplazando en la ecuación # 8:

$$U = \frac{1}{2.89}$$

$$U = 0.34(\text{BTU/hr} * \text{ft}^2 * \text{°F}).$$

El ΔT se la obtiene de la tabla # 7 en relación al peso y orientación de la pared, el peso total de la pared se lo obtiene sumando los pesos parciales del ladrillo y del enlucido.



TABLA DE DIFERENCIAS DE TEMPERATURA EQUIVALENTES (GRADOS F)

PESO DE LA PARED		TIEMPO															
		A.M.					P.M.										
		7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
NE	20	2	11	22	32	5	6	7	7	7	7	8	4	13	7	6	5
	60	2	9	17	25	4	4	5	5	5	5	5	3	11	6	5	4
	100	1	6	12	18	2	3	4	4	4	4	3	2	7	4	3	3
	140	0	4	7	11	1	2	2	2	2	2	2	1	4	2	2	2
E	20	2	11	22	32	38	6	7	7	7	7	6	4	13	7	6	5
	60	2	9	17	25	30	4	5	5	5	5	5	3	11	6	5	4
	100	1	6	12	18	21	3	4	4	4	4	3	2	7	4	3	3
	140	0	4	7	11	13	2	2	2	2	2	2	1	4	2	2	2
SE	20	2	11	22	32	38	38	7	7	7	7	6	4	13	7	6	5
	60	2	9	17	25	30	31	5	5	5	5	5	3	11	6	5	4
	100	1	6	12	18	21	22	4	4	4	4	3	2	7	4	3	3
	140	0	4	7	11	13	13	2	2	2	2	2	1	4	2	2	2
S	20	2	11	22	32	38	38	7	7	7	7	6	4	13	7	6	5
	60	2	9	17	25	30	31	5	5	5	5	5	3	11	6	5	4
	100	1	6	12	18	21	22	4	4	4	4	3	2	7	4	3	3
	140	0	4	7	11	13	13	2	2	2	2	2	1	4	2	2	2
SO	20	0	2	2	3	5	6	40	39	31	22	11	4	3	3	2	2
	60	0	1	2	3	4	4	32	31	25	17	9	3	2	2	2	1
	100	0	1	1	2	2	3	23	22	18	12	6	2	2	1	1	1
	140	0	0	1	1	1	2	14	13	11	7	4	1	1	1	0	0
O	20	0	2	2	3	5	6	40	39	31	22	11	4	3	3	2	2
	60	0	1	2	3	4	4	32	31	25	17	9	3	2	2	2	1
	100	0	1	1	2	2	3	23	22	18	12	6	2	2	1	1	1
	140	0	0	1	1	1	2	14	13	11	7	4	1	1	1	0	0
NO	20	0	2	2	3	5	6	7	30	31	22	11	4	3	3	2	2
	60	0	1	2	3	4	4	5	31	25	17	9	3	2	2	2	1
	100	0	1	1	2	2	3	4	22	18	12	6	2	2	1	1	1
	140	0	0	1	1	1	2	2	13	11	7	4	1	1	1	0	0
N	20	0	2	2	3	5	6	7	7	7	7	6	4	13	7	6	5
	60	0	1	2	3	4	4	5	5	5	5	5	3	11	6	5	4
	100	0	1	1	2	2	3	4	4	4	4	3	2	7	4	3	3
	140	0	0	1	1	1	2	2	2	2	2	2	1	4	2	2	2
---	20	0	10	21	32	39	40	41	40	32	21	10	2	1	0	0	0
	40	0	7	16	25	30	31	32	30	25	15	7	1	1	0	0	0
	60	0	6	13	20	24	25	28	25	20	13	6	1	0	0	0	0

TECHO O PARED A LA SOMBRA

Tabla 7. Tabla de diferencias de temperaturas en °F

Los pesos se los obtiene de la tabla # 6.

$$W_t = 2W_{enl} + W_{pared}$$

$$W_t = 2 * 7.2 + 40$$

$$W_t = 54.4lbs$$

$$W_t = 26.67Kg$$

Con este peso se obtiene de la tabla # 7 el diferencial de temperatura de 27°F. El área de esta pared es de 2.6m (8.5ft)* 4m (13ft). Colocando estos datos en la ecuación # 7 se obtiene transferencia de calor por medio de una pared.

$$Q_p = UA\Delta T$$

$$Q_p = 0.34 \times 8.5 \times 13 * 25$$

$$Q_p = 939Btu / hr$$

Este valor será el mismo para dos de las paredes, las otras dos paredes solo variaran en el área debido a que la composición de la pared es la misma, los valores para resistencias y diferenciales de temperatura serán los mismos también, reemplazando en la ecuación # 7 para un área de 2.6m (8.5ft) x 3m (9.8ft):

$$Q_p = UA\Delta T$$

$$Q_p = 0.34 \times 8.5 \times 9.8 * 25$$

$$Q_p = 708Btu / hr$$

Para el techo se utiliza la misma ecuación que en los casos anteriores, realizando el mismo cálculo de las resistencias se determina el valor de $U = 0.4$ para techos de loza y el área es de 9.8×13.12 ft y el diferencial de temperaturas se la saca de la tabla 7 la cual es de 30. Reemplazando en la ecuación # 6 se tiene:

$$Q_p = UA\Delta T$$

$$Q_p = 0.4 \times 13.12 \times 9.8 \times 30$$

$$Q_p = 1542 \text{ Btu / hr}$$

Sumando las cuatro paredes y el techo se tiene que:

$$Q_{\text{Tparedes}} = 2 * Q_{p1} + 2 * Q_{p2} + Q_{\text{techo}}$$

$$Q_{\text{Tparedes}} = 2 * 939 + 2 * 708 + 1542$$

$$Q_{\text{Tparedes}} = 4836 \text{ Btu / hr}$$



Aporte calorífico por renovación de aire. CIB-ESPOL

$$Q_{\text{renovacion}} = 72 * mcm * (h_o - h_f)$$

Ecuación # 10

En la cual:

El 72 es una constante para transformar los mcm (metros cúbicos por minuto) a kilogramos por hora.

El área de la habitación de de $12m^2$, si a esto lo multiplicamos por la altura de la oficina obtendremos el volumen:

$$V = A * h$$

$$V = 12 * 2.6$$

$$V = 31.2m^3$$

Para sistemas acondicionadores de aire se recomienda renovar cada hora el 25% de aire.

$$31.2m^3 * 0.25 / hr = 7.8m^3 / hr$$

$$0.13m^3 / mi = 0.13mcm$$

Los valores de las entalpías se los obtiene de la carta sicrométrica para una condición inicial de $35^\circ C$ con una humedad relativa del 60% a una condición final de $20^\circ C$ con una humedad del 90%.

Reemplazando en la ecuación # 10 se obtiene:

$$Q_{renovacion} = 72 * mcm * (h_o - h_f)$$

$$Q_{renovacion} = 72 * 0.13 * (32.45 - 18.7)$$

$$Q_{renovacion} = 128.7kcal / hr = 514.8Btu / hr$$

Aporte calorífico por ocupantes

Para definir el aporte calorífico por ocupantes se utiliza la tabla 8, en la cual se encuentra algunos valores, es recomendable utilizar el valor ajustado pues en este se incluyen hombres, mujeres y niños.

En la oficina habrán dos personas, de la tabla 8 se obtiene que:

Table 8. RATES OF HEAT GAIN FROM OCCUPANTS OF CONDITIONED SPACES*

Degree of Activity	Typical Application	Total Heat Adults, Male,		Total Heat Adjusted, ¹		Sensible Heat,		Latent Heat,	
		Btu/hr	W	Btu/hr	W	Btu/hr	W	Btu/hr	W
Seated at rest	Theater - matinee	390	114	330	97	225	66	165	41
	Theater - evening	690	111	480	103	245	72	165	41
Seated - very light work	Offices - hotels, apartments	450	132	400	117	245	72	185	45
	Offices - hotels, apartments	475	139	450	132	250	74	190	49
Standing - light work or walking slowly	Department store, retail store, drug store	550	161	450	132	250	74	200	59
	Drug store, bank	550	161	500	147	250	74	250	74
Standing - walking slowly	Restaurant	490	144	590	161	275	81	175	41
Sedentary work	Factory	800	234	750	220	275	81	175	41
Light bench work	Factory	900	264	850	249	305	89	175	41
Moderate dancing	Dance hall	900	264	850	249	305	89	175	41
Walking 3 mph or 1.94 m/s moderately heavy work	Factory	1000	293	1000	293	375	110	625	185
	Bowling alley	1000	293	1000	293	375	110	625	185
Heavy work	Factory	1500	440	1450	415	580	170	840	245

* Tabulated values are based on 75 F (24 C) room dry-bulb temperature. For 60 F (16 C) room dry-bulb temperature, the total heat gain is the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20 percent and the latent heat values increased accordingly.

¹ Total latent heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the exception of the gain from the total female, a 85 percent of that for an adult male, and that the gain from children is 75 percent of that for an adult male.

² For bowling lanes, one person per alley actually bowling, and all others seated in 1400 Btu/hr (411 W) or standing (500 Btu/hr) or 160 W.

³ Reported by person involved. (ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1975)

Tabla 8. Valores de calor ganado por ocupantes

$$Q_{personas} = 400 * N$$

Ecuación # 11



Donde N es el número de personas que estarán en la habitación, reemplazando en la ecuación # 11 se obtiene:

$$Q_{personas} = 400 * 3$$

$$Q_{personas} = 1200 \text{ Btu} / \text{hr}$$

Aporte calorífico por luces

El aporte calorífico a través de luces se lo realiza simplemente convirtiendo el vatiaje en Btu/hr mediante el factor de 3.41. Para el presente caso solo habrá un foco de 100 W.

$$Q_{luces} = 3.41 * 100$$

$$Q_{luces} = 341 \text{ Btu} / \text{hr}$$

Ecuación # 12

La carga total de enfriamiento estará dada por la suma de cada uno de los aportes caloríficos calculados.

$$Q_{total} = Q_{Tparedes} + Q_{personas} + Q_{ventilacion} + Q_{luces}$$

$$Q_{total} = 4836 + 1200 + 514 + 341$$

$$Q_{total} = 6900 \text{ Btu} / \text{hr}$$



CIB-ESPOL

El diseño se lo realizará con una carga de enfriamiento de 8000Btu/hr

Para calcular la masa de refrigerante necesaria para producir el enfriamiento deseado se usa el valor para carga total de enfriamiento de 8000Btu/hr el cual es el valor en el que se basa el diseño, mediante la siguiente ecuación:

$$m_{ref} = \frac{Q_T}{(h_g - h_f)} \quad \text{Ecuación \# 12}$$

El Q_t es la carga total de enfriamiento, y las entalpías a usar son las de la entrada y salida del evaporador, reemplazando en la ecuación 12 se obtiene:

$$m_{ref} = \frac{Q_T}{(h_g - h_f)}$$

$$m_{ref} = \frac{2016kcal / hr}{(403.95 - 111.11)kcal / kg}$$

$$m_{ref} = 6.88kg / hr = 0.11kg / mi$$



CIB-ESPOL

4.4. Diseño del colector solar.

El colector solar será un panel fotovoltaico en el cual se captará energía solar para luego transformarla en energía eléctrica para poder mover el ventilador que va en el evaporador.

Como cada celda o célula solar genera una pequeña cantidad de energía eléctrica se deben conectar eléctricamente entre sí en serie (el lado positivo de una celda se conecta con el lado negativo de otra mediante una cinta metálica se duplica el valor del voltaje y se mantiene constante el valor de la corriente) o en paralelo (el lado positivo de una celda se conecta con el lado positivo de otra, se duplica el valor de la corriente y se mantiene constante el voltaje) para obtener una cantidad de energía que pueda ser aprovechada según los requerimientos del consumidor.

Un sistema solar fotovoltaico se describe como un generador de electricidad solar que satisface cualquier patrón de consumo requerido para una carga específica en función del patrón de insolación disponible en el sitio en particular.

Los módulos solares fotovoltaicos se construyen para una vida útil al menos de 20 años y hoy los fabricantes de prestigio dan una garantía comercial de 12 años.

Las causas principales de las fallas de los módulos son la rotura de las celdas, la delaminación del encapsulante que permite la entrada de la humedad y la rotura de las interconexiones de las celdas.

La corriente y el voltaje entregados por un módulo varían con la temperatura ambiente y con la intensidad de la luz incidente. Las curvas típicas de corriente y voltaje de un módulo solar se muestran en la Fig. 4.5

Estas variaciones son de suma importancia para el diseño óptimo de un SFV. Además causan problemas para la comparación entre módulos, por lo que se ha definido el Watt- pico como aquel watt de potencia entregado por un módulo FV cuando este recibe una insolación de 1000 W/m^2 a una temperatura ambiente de 25°C . Por lo anterior no es posible comparar directamente la potencia instalada de un SFV con un generador convencional. Es necesario la energía entregada en un determinado período de tiempo disponible en el sitio en particular.

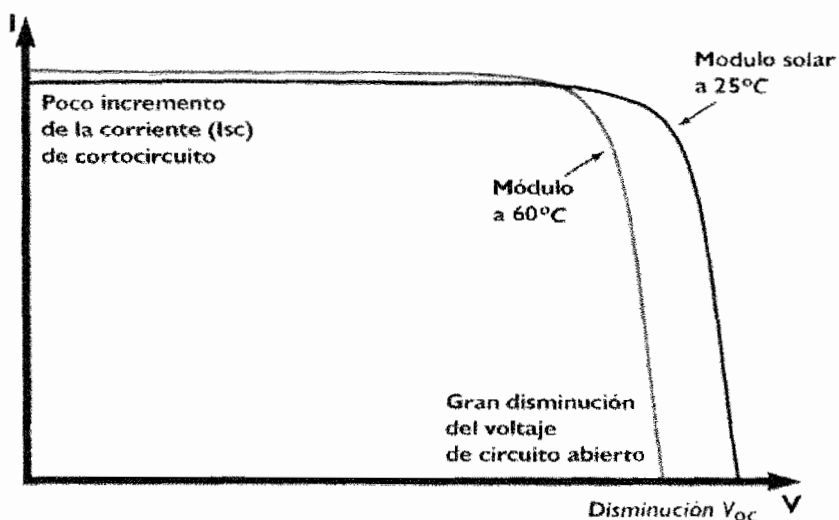


Fig.4.5 Efecto de la temperatura de trabajo en relación con N



Los módulos fotovoltaicos al igual que las celdas solares también pueden ser interconectados en serie y paralelo para satisfacer los requerimientos de una carga específica.

El arreglo o panel solar fotovoltaico consiste en este conjunto de módulos interconectados eléctricamente y montados convenientemente en una estructura soporte. El mismo generalmente se instala en los techos de las edificaciones pero también pueden colocarse sobre cimientos en el suelo o formando parte de la estructura arquitectónica (integrados) en techos y paredes.

En base a las especificaciones requeridas por el ventilador se obtiene que el panel seleccionado sea SM110-12P, el cual tiene las siguientes características:

Potencia nominal	P_r	110 W
Potencia máxima	P_{mpp}	110 W
Tensión de máxima potencia	V_{mpp}	17,5 V
Corriente de potencia máxima	I_{mpp}	6,3A
Tensión de circuito abierto	V_{oc}	21,7V
Corriente de corto circuito	I_{sc}	6,9A
Rateo del fusible en series		10A
Mínima potencia máxima	$P_{mpp \text{ min}}$	104,5W
Tolerancia de máxima potencia		$\pm 5\%$

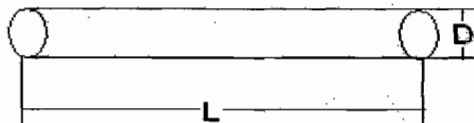


Del panel fotovoltaico se transmite la energía a un inversor, es cual convertirá la corriente alterna en continua a un voltaje de 110V

4.5. Selección del Evaporador.

El evaporador es un cambiador de calor que absorbe calor del aire ambiente y lo transmite al refrigerante. Se puede transmitir dos clases de calor: calor mensurable y calor latente. El calor mensurable reduce la temperatura del aire y el calor latente convierte el vapor de agua contenido en el aire en agua condensada, el condensado se recolecta en el serpentín y discurre por la bandeja drenaje.

Para el diseño del evaporador se asumió un diámetro de $\frac{1}{4}$ " de acero debido a que el amoniaco corroería a otro tipo de material y es con lo que se cuenta en el mercado, en base a esto se realiza el cálculo como si fuese un cilindro horizontal isotérmico y se determina la longitud necesaria para poder ceder el calor que se requiere.



La longitud necesaria de tubería esta en función de la cantidad de calor que necesita ganar para poder cumplir con la función de evaporación, este valor son los 8000Btu/hr que es el calor entregado por los ocupantes, paredes, luces, entre otros.

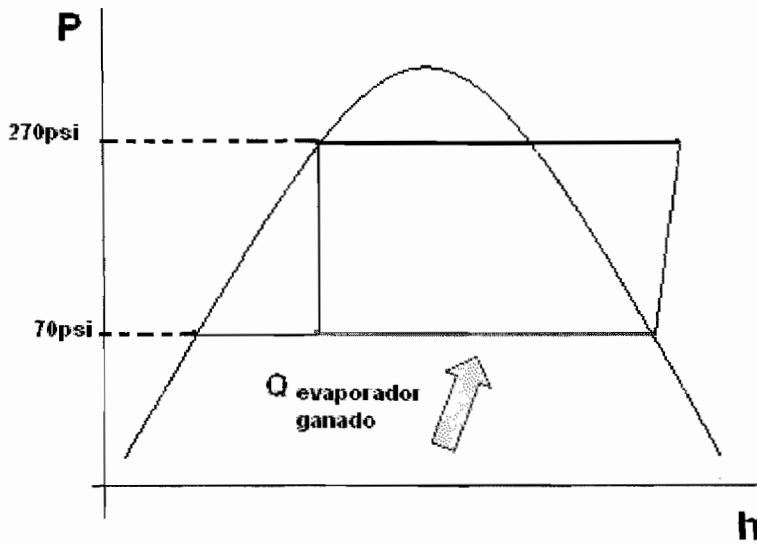


Fig. 4.6 Gráfico presión-entalpía del sistema

El evaporador tiene un ventilador para poder de esta manera hacer recirculación de aire en la habitación.

La ecuación que relaciona la cantidad de energía que se debe absorber viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q_R = UA_s \Delta T_m$$

Ecuación # 13



Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A_s área del intercambiador y el ΔT_m es la relación de temperaturas el cilindro. El valor de U se lo obtiene de la tabla 9 para evaporadores de refrigeración esta entre 300 – 700 (W m² / K)

Approximate (Over) Heat Transfer Coefficient for Parallel Flow	U (W/m ² .K)
Water to water	1700-2500
Air to air to water	1700-2500
Gas to water	10-250
Water to compressed air	50-170
Water to lubricating oil	110-340
Light organics (μ < 5 × 10 ⁻³ kg/m ³) to water	370-700
Medium organics (5 × 10 ⁻³ < μ < 10 ⁻² kg/m ³) to water	240-650
Heavy organics (μ > 10 ⁻² kg/m ³) to lubricating oil	25-400
Steam to water	2400-3500
Steam to ammonia	1000-3400
Water to condensing ammonia	850-1500
Water to boiling freon-2	280-1000
Steam to gases	25-240
Steam to light organics	490-1000
Steam to medium organics	250-500
Steam to heavy organics	30-300
Light organics to light organics	200-350
Medium organics to medium organics	100-300
Heavy organics to heavy organics	50-200
Light organics to heavy organics	50-200
Heavy organics to light organics	130-300
Cross flow gas to gas	130-320
Plate heat exchangers water to water	3000-4000
Evaporator steam/water	1500-6000
Evaporator steam/oil or fluids	300-2000
Evaporator of refrigeration	300-1000
Condenser steam/water	1000-4000
Condenser steam/oil or fluids	300-1000
Gas boiler	10-50
Oil boiler for heating	30-550



Tabla 9. Valores para coeficiente global de transferencia de calor U

De donde es aconsejable escoger en más pequeño.

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_m - T_{sat}) - (T_{fi} - T_{sat})}{\ln \left(\frac{T_m - T_{sat}}{T_{fi} - T_{sat}} \right)} \quad \text{Ecuación \# 14}$$

$$\Delta T_{ml} = 5.3^\circ C$$

Con estos datos se los reemplaza en la ecuación # 13 y se obtiene una longitud de serpentín de:

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

$$L = 4.7 \cong 5m$$

El ventilador que se necesita para este sistema es un ventilador centrífugo debido a que va a estar en el techo de la casa y se va a hacer circular el aire por medio de ductos.

Utilizando un programa para selección de ventiladores se obtuvo el siguiente con las características mostradas.

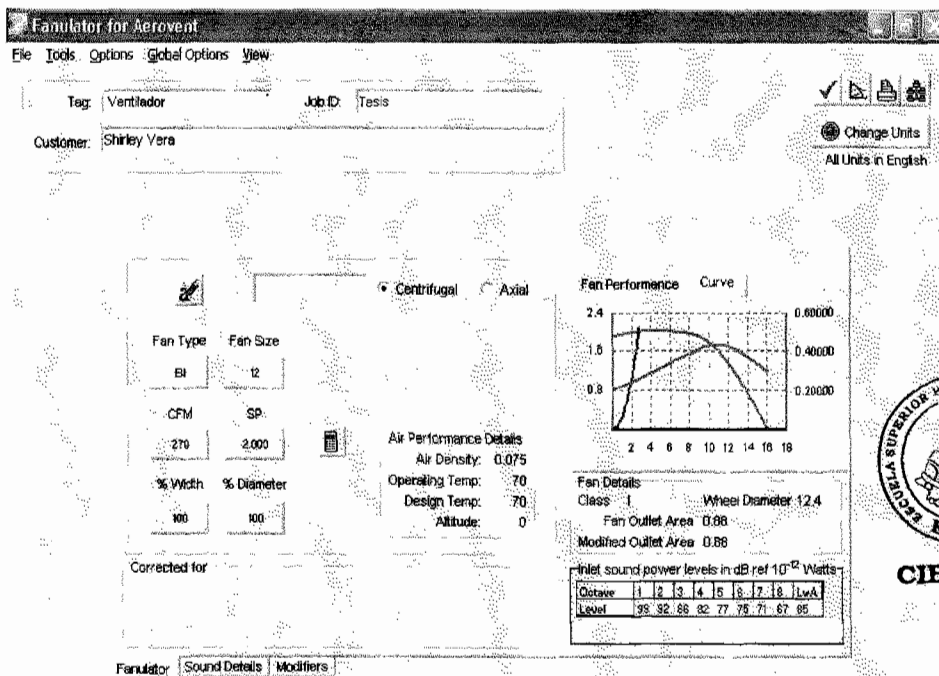


Fig. 4.7 Curva de funcionamiento del ventilador seleccionado

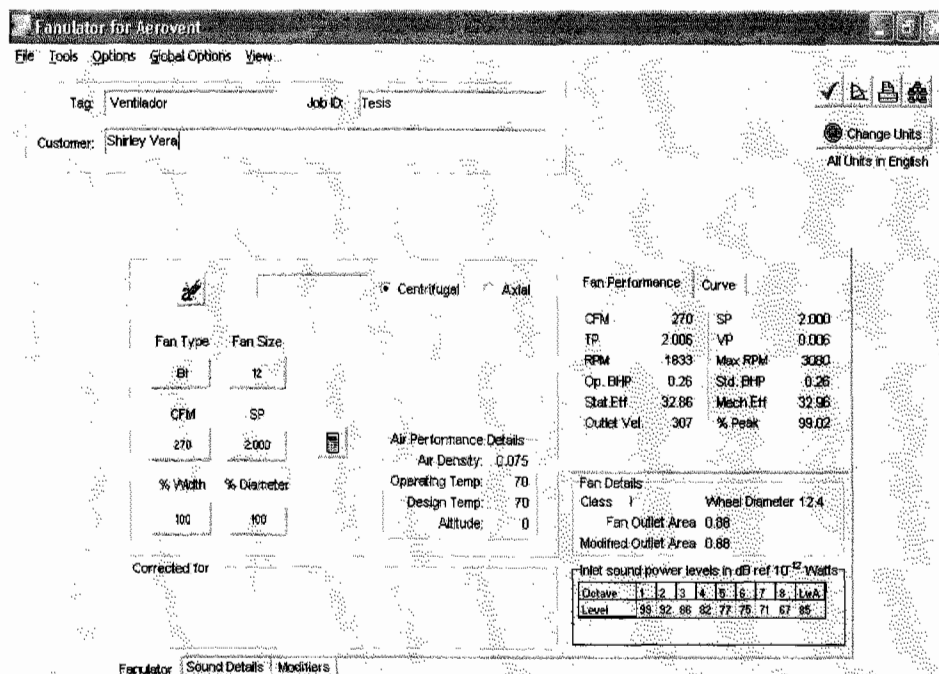
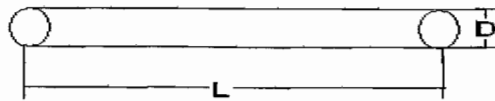


Fig. 4.8 Datos técnicos del Ventilador del evaporador

4.6. Selección del Condensador.

Para el diseño del condensador se asumió un diámetro de $\frac{1}{4}$ " que el con lo que se cuenta en el mercado y en base a esto se realiza el cálculo como si fuese una tubería larga y se determina la longitud necesaria para poder ceder el calor que se requiere.



La cantidad de calor que debe disipar el condensador se la divide en dos partes, del punto 1 al 2 debe rechazar calor sensible debido a que el amoniaco entra sobrecalentado, y del punto 2 al 3 rechaza calor latente que es donde se produce la condensación del gas.

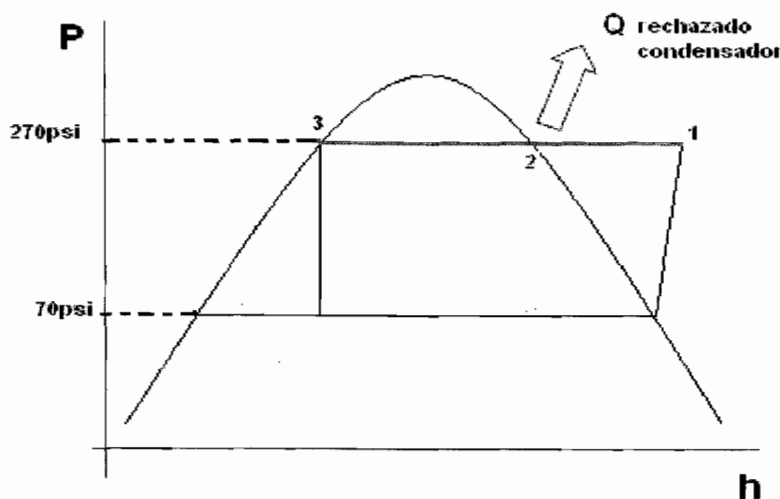


Fig. 4.9 Gráfico presión-entalpía donde se muestra calor Rechazado por el condensador

El calor sensible que necesita disipar el condensador es:

$$Q_{sensible} = m(h_{sobrecalentado} - h_g)$$

$$Q_{sensible} = 185W$$

El calor latente será de de la carga total de enfriamiento

$$Q_{latente} = 8000btu / hr$$

$$Q_{latente} = 2344W$$

El calor total será:

$$Q_{Total} = 2344 + 185$$

$$Q_{Total} = 2529W$$

Para diseñar el condensador se aplica la misma ecuación # 13 que la utilizada en el evaporador.

$$Q_R = UA_s \Delta T_{ml}$$

De la cual es importante terminar el coeficiente global de transferencia de calor, para realizar los cálculos para la primera parte no de toma en cuenta el arreglo de aletas, para ello se utiliza la correlación que se aplica para la convección libre para cilindro isotérmico, así el número de Nusselt viene dado por:

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

Ecuación # 14

Para $Ra_D < 10^{12}$ y donde Ra_D es igual a:

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

Ecuación # 15

Se supone la temperatura de la pared del serpentín en 36°C y la temperatura ambiente en 30°C, las propiedades se evalúan a la temperatura de película así se tiene que:

$$T_f = 34^\circ\text{C}$$

$$\beta = 3.34 \times 10^{-3}$$

$$\nu = 15.89 \times 10^{-6}$$

$$K = 26.3 \times 10^{-3}$$

$$Pr = 0.707$$



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

Reemplazando los valores en la ecuación # 15 se tiene que:

$$Ra_D = 2013.6$$

Y reemplazando en la ecuación # 14 se obtiene:

$$Nu_D = 3.03$$

Por lo tanto:

$$h_e = \frac{KNu_D}{D} = 6.1$$



Para aumentar la superficie de transferencia de calor se ha considerado un arreglo de aletas que están dispuestas anularmente al serpentín y de perfil rectangular, el material escogido es acero galvanizado.

Para determinar la cantidad de calor total que es posible de transmitir por convección de las aletas y de la superficie sin aletas se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$Q_c = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] (T_c - T_a) \quad \text{Ecuación \# 16}$$

Donde A_f es el área corregida de la aleta, N es el número de aletas, n_f es la eficiencia de la aleta y A_t es la superficie total de transmisión de calor.

La eficiencia de la aleta se la puede determinar con la ayuda del anexo 1 donde se establece que el valor para el radio de la aleta será igual a 40mm debido a que el diámetro exterior del serpentín es de 13mm.

Con todos estos parámetros se determina que la aleta tiene una eficiencia del 89%.

Es área A_f de la aleta es $9.23 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ y el número de aletas para una longitud de 40m es de 2000. Los cuarenta metros de longitud serán repartidos en 20 líneas de 2m.



CIB-ESPOL

4.7. Diseño del Generador

El diseño del generador es una parte fundamental en el diseño del acondicionador de aire solar ya que este será en encargado de captar la cantidad de energía necesaria para poder llevar a la mezcla amoniaco-agua a la presión y temperatura necesarios.

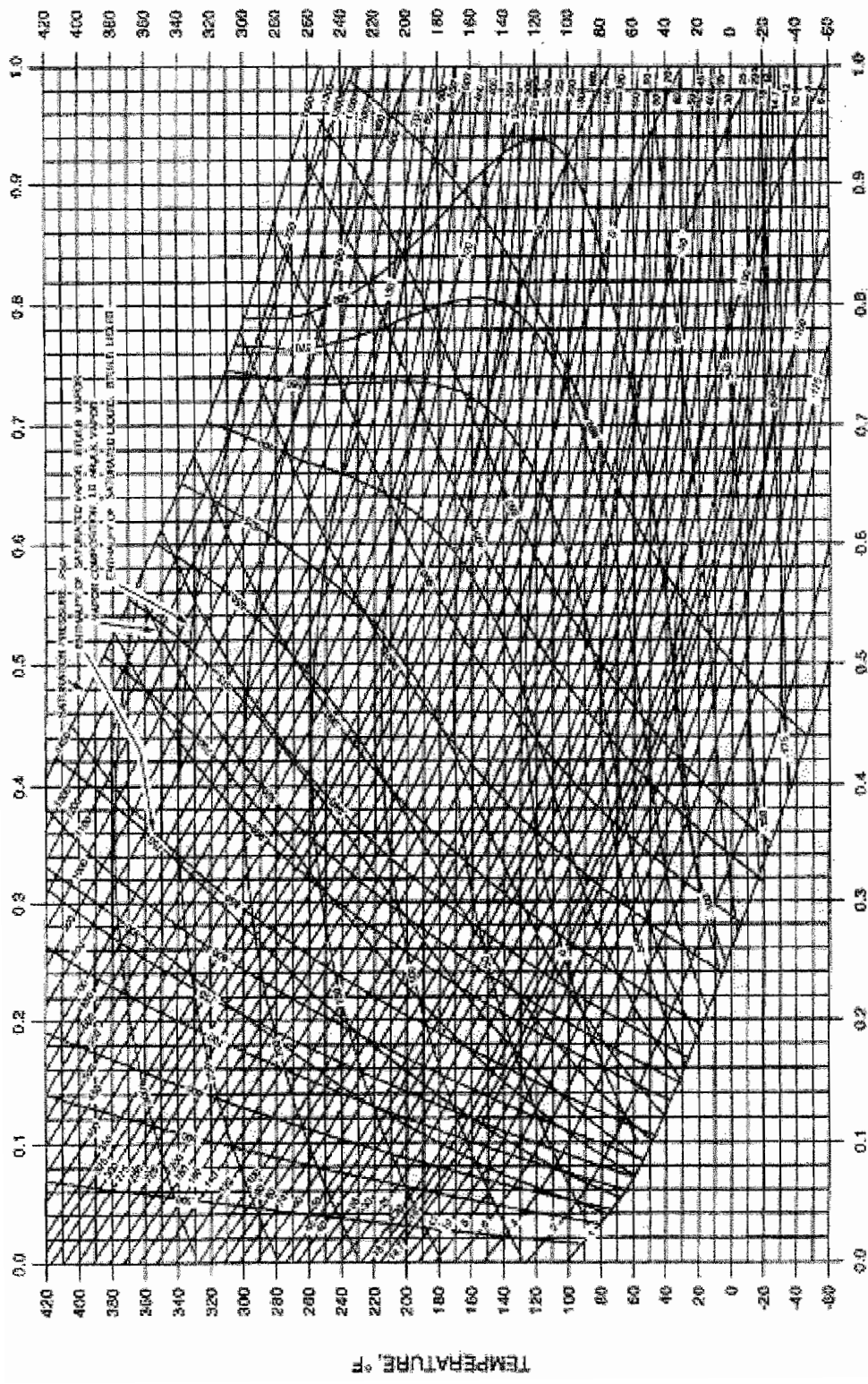


Fig. 4.10 Carta del agua Amoniacaal (Tomada del ASHRAE)

Con los datos obtenidos mediante la figura 4.10 de las propiedades del amoníaco y agua a las presiones y temperaturas requeridas tomamos de la carta amoniaca los valores correspondientes a la concentración que debe tener la solución, y la presión P_1 y la temperatura T_3 . Los valores de concentración son concentraciones molares y hay que pasarlas a términos de concentraciones de masa.

$$T_3 = 147^\circ\text{F}$$

$$P_1 = 48\text{psia}$$

$$X_{MA} = 47\%$$

$$X_{MC} = 55\%$$

En la cual el valor de X_{MA} corresponde a la solución débil, es decir la que sale del generador, y X_{MC} es la concentración correspondiente a la solución fuerte. Para transformar estos valores a concentraciones de masa usamos la siguiente fórmula:

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

$$X_{WA} = \frac{17X_{MA}}{17X_{MA} + 18(1 - X_{MA})}$$

$$X_{WA} = \frac{17(0.47)}{17(0.47) + 18(1 - 0.47)}$$

$$X_{WA} = 46\%$$

Ecuación # 17



Usando el mismo procedimiento para la concentración X_{MC} con la ecuación # 17 se obtiene:

$$X_{wC} = 54\%$$

El balance de materia y energía para el generador se muestra en el gráfico. En la cual realizando el balance de masas obtenemos:

$$M_C = M_A + M_B$$

Ecuación # 18

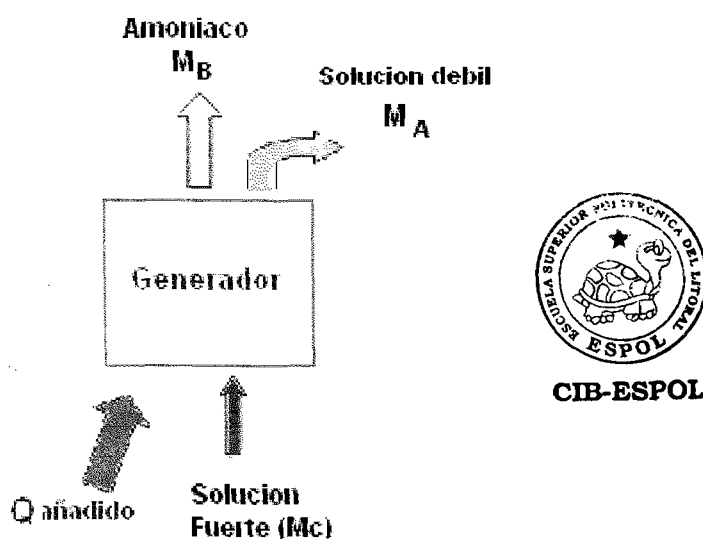


Fig.4.11 Balance energético del generador

Donde M_C es la masa de la solución fuerte, M_A es la masa de la solución débil y M_B es la masa del refrigerante es decir del amoniaco.

La cantidad de agua presente en la solución está dada por:

$$X_{WC}M_C = X_{WA}M_A + M_B \quad \text{Ecuación \# 19}$$

Y la cantidad de agua esta establecida por:

$$(1 - X_{WC})M_C = (1 - X_{WA})M_A + M_B \quad \text{Ecuación \# 20}$$

De las ecuaciones 18, 19 y 20 se obtiene:

$$M_A = \frac{(1 - X_{WC})M_B}{X_{WC} - X_{WA}}$$

$$M_A = \frac{(1 - 0.54) * 6.88}{0.54 - 0.46}$$

$$M_A = 39.56 \text{Kg / hr}$$

$$M_C = \frac{(1 - X_{WA})M_B}{X_{WC} - X_{WA}}$$

$$M_C = \frac{(1 - 0.46) * 6.88}{0.54 - 0.46}$$

$$M_C = 46.44 \text{Kg / hr}$$

El balance de energía viene dado por la siguiente ecuación:

$$M_C h_C + Q_S = M_B h_B + M_A h_A \quad \text{Ecuación \# 21}$$



Donde Q_s es la cantidad de energía que necesita ser captada por el colector. Para resolver esta ecuación se debe expresar las soluciones fuertes y débiles en sus componentes individuales de masas y entalpías.

$$M_B = 6.88 \text{ Kg/hr}$$

$$h_B = 1382.898 \text{ Btu/Kg}$$

$$M'_A = X_{WA}(M_A) = 17.94 \text{ Kg/hr}$$

$$h'_A = 470.588 \text{ Btu/Kg}$$

$$M''_A = (1-X_{WA})M_A = 21.06 \text{ Kg/hr}$$

$$h''_A = 296.78 \text{ Btu/Kg}$$

$$M'_C = X_{WC}(M_C) = 24.84 \text{ Kg/hr}$$

$$h'_C = 769.47 \text{ Btu/Kg}$$

$$M''_C = (1-X_{WC})M_C = 21.16 \text{ Kg/hr}$$

$$h''_C = 138.622 \text{ Btu/Kg}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación # 21 se obtiene:

$$Q_s = 2159 \text{ Btu / hr}$$

$$Q_s = 633 \text{ W}$$



CIB-ESPOL

Para poder dimensionar las tuberías es necesario conocer el volumen de la solución para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$v_{\text{solucion}} = 0.85 X_{WC} v'_L + (1 - X_{WC}) v''_L$$

Ecuación # 22

El factor de 0.85 en la fórmula anterior se debe a que el amoniaco se comprime un 15% al mezclarse con el agua, es una fórmula empírica.

Reemplazando en la ecuación # 14 se obtiene:

$$v_{solucion} = 0.85X_{WC}v'_{L} + (1 - X_{WC})v''_{L}$$

$$v_{solucion} = 0.85(0.54)(0.000341) + (1 - 0.54)(0.000206)$$

$$v_{solucion} = 0.0002512m^3 / kg$$

Este valor se lo comprueba, de la tabla 10 en la cual con una concentración fuerte amoniacoal de 54% a una temperatura de 28°C (82°F) e interpolando encontramos que el volumen específico de la solución y el valor obtenido es bastante aproximado.

$$v_{solucion} = 0.0002565m^3 / kg$$

Specific Volume of Saturated Ammonia Solutions, ft³/lb

Temp., °F	Concentration, Ammonia (Mass basis)									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
0	0.0160	0.0165	0.0170	0.0176	0.0182	0.0190	0.0197	0.0207	0.0217	0.0224
10	0.0161	0.0166	0.0171	0.0177	0.0184	0.0191	0.0200	0.0209	0.0221	0.0228
20	0.0162	0.0167	0.0172	0.0178	0.0186	0.0193	0.0202	0.0211	0.0225	0.0231
30	0.0163	0.0168	0.0173	0.0180	0.0188	0.0196	0.0205	0.0216	0.0230	0.0237
40	0.0164	0.0169	0.0174	0.0181	0.0190	0.0198	0.0208	0.0220	0.0235	0.0242
50	0.0165	0.0170	0.0175	0.0182	0.0191	0.0200	0.0210	0.0223	0.0238	0.0245
60	0.0166	0.0171	0.0176	0.0183	0.0192	0.0201	0.0211	0.0225	0.0240	0.0247
70	0.0167	0.0172	0.0177	0.0184	0.0193	0.0202	0.0213	0.0228	0.0243	0.0250
80	0.0168	0.0173	0.0178	0.0185	0.0194	0.0203	0.0214	0.0230	0.0245	0.0252
90	0.0169	0.0174	0.0179	0.0186	0.0195	0.0204	0.0215	0.0232	0.0247	0.0254
100	0.0170	0.0175	0.0180	0.0187	0.0196	0.0205	0.0216	0.0234	0.0249	0.0256
110	0.0171	0.0176	0.0181	0.0188	0.0197	0.0206	0.0217	0.0236	0.0251	0.0258
120	0.0172	0.0177	0.0182	0.0189	0.0198	0.0207	0.0218	0.0238	0.0253	0.0260
130	0.0173	0.0178	0.0183	0.0190	0.0199	0.0208	0.0219	0.0240	0.0255	0.0262
140	0.0174	0.0179	0.0184	0.0191	0.0200	0.0209	0.0220	0.0242	0.0257	0.0264

Tabla 10. Volumen específico de solución Agua-Amónico

A este volumen específico se lo multiplica por la cantidad total de masa que entra al generador M_C .

$$V_T = v_{\text{solucion}} M_C$$

$$V_T = 0.0002512(M_C)$$

$$V_T = 0.0002512(46)$$

$$V_T = 0.01155m^3 / hr$$

$$V_T = 11\text{lbs} / hr$$

La selección del tipo de colector que se deba utilizar depende de la temperatura a la que se desee llegar, así para temperaturas inferiores a los 85°C se utilizan colectores solares sin concentración el cual será el tipo de colector a utilizar ya que la temperatura que se espera alcanzar es de 75°C. Se utilizará un colector solar de placa plana que presenta la ventaja de trabajar con radiación solar directa y difusa y no requiere sistema de seguimiento solar.

Un colector solar consta de las siguientes partes:

- © Cubierta
- © Caja
- © Placa colectora
- © Parrilla de tubos
- © Aislamiento

Para el diseño del colector solar se debe tener en consideración los siguientes parámetros:

- © Aplicación del colector
- © Fluido a usar
- © Materiales disponibles
- © Lugar geográfico
- © costos



El colector será utilizado para acondicionamiento de aire, el fluido a utilizar será una solución agua-amoniaco y las planchas y tuberías a utilizar serán de acero debido a que el fluido de trabajo es amoniaco y corroería otro tipo de tuberías.

Balance energético del colector

Sólo una parte de radiación total puede ser realmente transferida al fluido de trabajo debido a las pérdidas de conducción, convección, radiación, etc. Otra parte se pierde también por la reflexión entre la cubierta y la placa y otra es almacenada en los componentes propios del colector.



El balance energético debe hacerse considerando todos los procesos que se llevan a cabo en este intercambio de energía de donde resulta la siguiente ecuación:

$$Q_{incid} = Q_{util} + Q_{perdidas} + \frac{\delta U}{\delta t} \quad \text{Ecuación \# 23}$$

Donde:

$Q_{incident}$ = calor total incidente absorbido por el colector

Q_{util} = es el calor transferido al fluido de trabajo

$Q_{perdidas}$ = perdidas por conducción y convección

$\frac{\delta U}{\delta t}$ = cambio de energía interna del colector

Este último es generalmente despreciado por ser un valor muy pequeño. El calor incidente real sobre la placa colectora se lo puede determinar con la siguiente relación:

$$Q_{incidente} = I_p \alpha_s \quad \text{Ecuación \# 24}$$

I_p = Irradancia promedio

α_s = factor que determina el porcentaje de radiación que llega a la placa.

Para el cálculo de α_s se utiliza la siguiente ecuación:

$$\alpha_s = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad \text{Ecuación \# 25}$$

Donde:

τ = Transmitancia que es 0.88 para $0.3 \mu\text{m} > \lambda > 3 \mu\text{m}$

α = absortancia $\cong 0.9$

ρ_d = reflectancia difusa = 0.16 para una cubierta

Reemplazando estos valores en la ecuación # 25 se obtiene:

$$\alpha_s = \frac{0.88 * 0.9}{1 - (1 - 0.9)0.16}$$

$$\alpha_s = 0.804$$



CIB-ESPOL

La irradiación promedio fue estimada en la sección 4.2 y su valor fue de 4150 W-h/m^2 , la irradiancia esta dada en potencia por unidad de área por lo cual multiplicamos este valor para el numero de horas que trabajará el generador el cual será de 8 horas de donde se obtiene:

$$I_p = \frac{4150}{8}$$

$$I_p = 645 \text{ Wm}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación # 24 se obtiene

$$Q_{\text{incidente}} = I_p \alpha_s$$

$$Q_{\text{incidencia}} = 645 * 0.8048$$

$$Q_{\text{incidencia}} = 519.096W$$

Las pérdidas por conducción, radiación y convección se las calcula mediante la siguiente ecuación:

$$U_{\text{pérdidas}} = U_c + U_b$$

Ecuación # 26

Donde:

U_c = Pérdidas de calor por convección y radiación.

U_b = Considera pérdidas de calor por conducción de la parte posterior y caras laterales

Para determinar el valor de las pérdidas de calor por convección y radiación Lein (1973) propone la siguiente ecuación para placas con temperaturas entre 40°C y 130°C y con un error de $\pm 0.2W/m^2 \cdot K$.

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

Ecuación # 27

Donde:

N , es el número de cubiertas

f , viene dado por la ecuación

$$f = (1 - 0.04h_{viento} + 0.0005h_{viento}^2)(1 + 0.058N)$$

Ecuación # 28

Donde:

$$h_{viento} = 5.7 + 3.8u$$

Ecuación # 29

En la cual u es la velocidad del viento en m/seg. (Este valor se lo saca de la tabla 7)

Reemplazando en la ecuación 29 valores se tiene:

$$h_{viento} = 10.26$$

$$f = 0.68$$

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

T_p = Temperatura promedio de la placa colectora $\cong 80^\circ\text{C}$

Reemplazando todos estos valores en la ecuación 27 se obtiene:

$$U_c = 6.2 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Para estimar las pérdidas de calor por conducción se utiliza la siguiente relación:

$$U_b = \frac{K_{\text{aislamiento}}}{b} + \frac{K_{\text{aislamiento}} MP}{b A_c}$$



Ecuación # 30

CIB-ESPOL

Donde:

$K_{\text{aislamiento}}$ = Coeficiente de conductividad del aislante

b = espesor del aislamiento

M = altura del colector

P = Perímetro

A_c = Es el área del colector

El aislamiento que se utilizará es espuma de poliestireno de un espesor un 1" (25.4mm) y una conductivita de 0.027 W/m°K. La altura del colector será de 110 mm y para efectos de cálculos se



asumirá el área del colector y luego se comprobará o rechazará dicho valor, el valor a tomarse será de 4m^2 .

Reemplazando estos valores en la ecuación 30 se obtiene:

$$U_b = 1.3$$

Por lo tanto el coeficiente total de pérdidas es:

$$U_L = 7.5 \frac{W}{\text{°Km}^2}$$

Para obtener el valor de la energía útil del colector se lo puede hacer despejando de la ecuación 13, pero esta no sería un valor real ya que se estaría asumiendo que la temperatura de la placa aborbedora (T_p) es constante en el tiempo lo cual no es cierto.

Una ecuación que permite calcular de manera más exacta el valor de la energía útil del colector es:

$$Q_u = A_C F_3 (Q_{incd} - U_L (T_{Sol} - T_a)) \quad \text{Ecuación \# 31}$$

Donde:

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

Para obtener el valor de F_3 es necesario conocer:

F_1 = Factor de eficiencia de aleta

F_2 = Factor de eficiencia de la sección.

El factor de eficiencia de aleta es una medida de cuan eficaz la radiación absorbida y convertida en calor en la placa colectora es conducida hacia la base o punto de unión entre el tubo y la placa colectora. Su valor viene dado por la siguiente ecuación:

$$F_1 = \frac{\tanh \left[\sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \left(\frac{W-D}{2} \right) \right]}{\left[\sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \left(\frac{W-D}{2} \right) \right]} \quad \text{Ecuación \# 32}$$

Donde:

δ = espesor de la placa colectora

W = espaciamento entre tubos

D = diámetro exterior de los tubos

K = conductividad térmica de la aleta

Basándome en la tesis del Ing. Richard Boas del 2004, el recomienda un espaciamento entre tubos de $\frac{1}{2}$ " (95mm). Los tubos de la placa serán acero de cedula 40 con un diámetro de $\frac{1}{2}$ ". ($D_{\text{exterior}} = 21\text{mm}$; $d_{\text{interior}} = 16\text{mm}$), que es lo que hay en el mercado. Para la placa colectora plancha de acero AISI 1018, de un espesor de 7mm de conductividad térmica de $63.5 \text{ W/m}^\circ\text{K}$, que es con lo que se cuenta el mercado, hay de mayores espesores pero esto aumentaría su costo.

Reemplazando valores en la ecuación 32 se obtiene:

$$F_1 = 0.91$$



CIB-ESPOL

El factor de eficiencia de la sección está relacionado con el calor útil por unidad de longitud, que eventualmente debe ser transferido al fluido del trabajo y que es la suma del calor de conducción más el calor por radiación solar que recibe el tubo recibe. Este factor depende de la configuración escogida las cuales se observan en el apéndice A. La configuración a utilizarse es la número 3 y la ecuación para esa configuración es:

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

Ecuación # 33

Donde:

h_{CF} = coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfase tubo fluido.

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

$$Nu = \frac{h_{CF} d_i}{k} \quad \text{Ecuación \# 34}$$

k es evaluada a la temperatura media entre 28°C que sería la temperatura de entrada del fluido y 75°C que es la temperatura a la que se desea llegar la cual nos da un valor de 51.5°C de donde se obtiene el valor de k que es igual a 0.645 W/m°K.

Reemplazando estos valores en la ecuación 34 se obtiene:

$$h_{CF} = 187W / ^\circ Km^2$$

Y reemplazando este valor en la ecuación 33 se obtiene el valor de F_2 el cual es:

$$F_2 = 0.86$$

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

$$F_3 = \frac{G_{\text{Fluido}} C_{PF}}{U_L} \left(1 - e^{-\frac{U_L F_2}{G_{\text{fluido}} C_{PF}}} \right) \quad \text{Ecuación \# 35}$$

Donde:

G_{fluido} = flujo másico por unidad de superficie

C_{PF} = calor específico del fluido.



CIB-ESPOL

El calor específico de la solución se lo calcula con las condiciones de entrada al generador, las cuales son de 70psi y 28°C.

$$\begin{aligned} C_{PF} &= X C'_P + (1 - X) C''_P \\ C_{PF} &= 0.54(5043) + (1 - 0.54)4184 \\ C_{PF} &= 4647.8 \text{ J / Kg}^\circ \text{H} \end{aligned} \quad \text{Ecuación \# 36}$$

El valor de $G_{\text{fluido}} = 0.896 \times 10^{-2} \text{ kg/m}^2 \text{seg}$

Reemplazando todos los valores en la ecuación # 35 se obtiene que:

$$F_3 = 0.9$$

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

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

El valor de T_{sol} se ha fijado en 75°C que es la temperatura que se espera alcanzar y por consecuencia esta es la temperatura que maximizará las pérdidas. Reemplazando valores se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{útil}}}{A_c} = 0.9(519.096 - 7.5(75 - 31))$$

$$\frac{Q_{\text{útil}}}{A_c} = 170 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Para calcular el área del colector necesaria se utiliza la fórmula a continuación en la cual se debe considerar que usando un aislamiento de 2.5cm de espesor se tendrá una pérdida de calor al ambiente de 22W

$$A_c = \frac{Q_{requerido}}{Q_{útil}}$$

$$A_c = \frac{633 + 22}{170}$$

$$A_c = 3.8m^2 \approx 4m^2$$

Lo cual quiere decir que el área asumida es la correcta.

Diseño del absorbedor

El diseño del absorbedor se lo realiza como un cilindro de presión.

El absorbedor debe estar en capacidad de almacenar toda la solución que este en el generador, mas la parte que se encuentre en el separador y mas lo de las tuberías.

El volumen de solución presente en el generador estará dado por la suma de los volúmenes parciales de la parrilla de tubos.

$$V_{generador} = V_1 + V_2$$

Donde V_1 es el volumen total de todos los tubos verticales y V_2 es el volumen total de los tubos horizontales.

$$V_1 = V_{tuberia} \cdot N$$

$$V_1 = \frac{\pi d^2 h}{4} N$$

$$V_1 = \frac{\pi(0.016)^2 1.9}{4} 20$$

$$V_1 = 0.0038m^3$$

Para V_2 utilizo la misma ecuación para dos tubos de 27mm de diámetro.

$$V_2 = 0.0013m^3$$

Donde el volumen total en el generador será:

$$V_{generador} = 0.0013 + 0.0076$$

$$V_{generador} = 0.0089m^3$$

$$V_{generador} = 8.9 \approx 9litros$$

Para el volumen presente en las tuberías se asume un diámetro de tubería de 3/16" (3mm)

$$V_{tuberia} = 0.00035m^3$$

$$V_{tuberia} = 0.04litros$$

Donde el volumen total es la suma de cada uno de los volúmenes parciales.

$$V_T = 8.9 + 0.04$$

$$V_T = 8.904 \text{tros} \cong 9 \text{litros}$$

El absorbedor debe ocupar más o menos un 50% de la capacidad del tanque, de donde tenemos que el volumen del será:

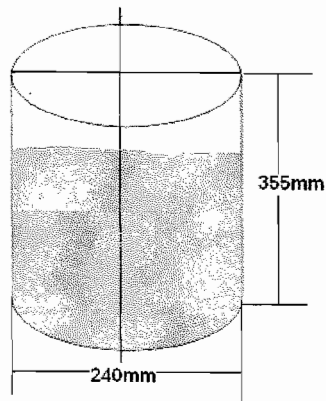
$$V_{\text{absorbedor}} = V_T + V_{\text{solucion}}$$

$$V_{\text{absorbedor}} = V_T + 0.5V_{\text{solucion}}$$

$$V_{\text{absorbedor}} = 2V_T$$

$$V_{\text{absorbedor}} = 18 \text{litros}$$

Para un diámetro de 10" (254mm) se tiene una altura de 355mm \cong 14"



CIB-ESPOL

Fig.4.12 Esquema absorbedor

La presión a la que va a estar este cilindro será la misma que la de la salida del evaporador es decir 70psi (17.23×10^5 Pa).

Para calcular el espesor de la tubería es necesario conocer los esfuerzos longitudinales y tangenciales. Para el esfuerzo

tangencial realizo un corte transversal como se muestra en la figura.

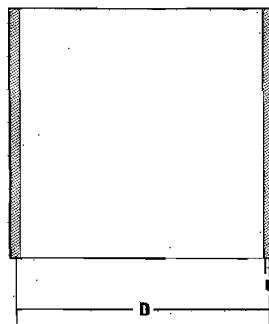


Fig. 4.13 Sección transversal del absorbedor

Donde:

$$A = 2t * L$$

$$F = P(L)(d)$$

$$\sigma_t = \frac{PLd}{2tL} = \frac{Pd}{2t} = \frac{294100}{t}$$

Para el cálculo del esfuerzo longitudinal se realiza un corte como se muestra en la figura.

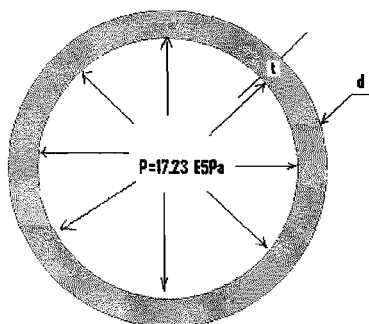


Fig. 4.14. Esquema de los esfuerzos longitudinales



Donde:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} P$$

$$A = \pi d t$$

$$\sigma_L = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_L = \frac{\pi r^2 P}{\pi d t}$$

$$\sigma_L = \frac{dP}{4t} = \frac{147050}{t}$$

Con el diagrama de Von-Misses se tiene



CIB-ESPOL

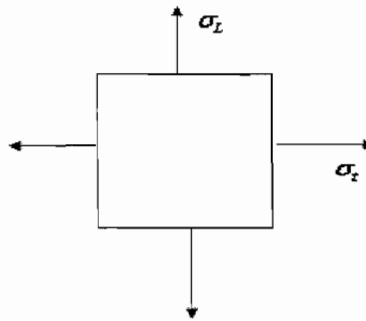


Fig. 4.15 Diagrama de esfuerzos de Von-Misses

La ecuación que relaciona los esfuerzos tangencial y longitudinal y me da como resultado el esfuerzo total es la siguiente

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_t^2 - 2\sigma_L\sigma_t}$$

Ecuación # 37

Reemplazando los valores obtenidos anteriormente en la ecuación # 37 se obtiene:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_t^2 - 2\sigma_L\sigma_t}$$

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{147050}{t}\right)^2 + \left(\frac{294100}{t}\right)^2 - 2\left(\frac{147050}{t}\right)\left(\frac{294100}{t}\right)}$$

$$\sigma' = \frac{80543}{t}$$

El σ_y para el acero es de 240×10^6 Pa y usando un factor de seguridad de 3 se puede calcular el espesor necesario.

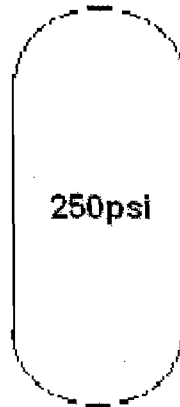
$$\eta = \frac{\sigma_y}{\sigma'}$$

$$3 = \frac{240 \times 10^6}{\frac{80543}{t}}$$

$$t = 1mm$$

El espesor que se necesitaría es de tan solo 1mm pero se utilizara tubería de cédula 40 la cual tiene 4mm de espesor.

En los extremos del absorbedor irán dos casquetes semiesféricos los cuales irán soldados, cuya soldadura debe ser calculada en base a la presión que soporta de la siguiente manera:



La fórmula para determinar la altura del cordón necesario para soportar dicha presión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{hl} \quad \text{Ecuación \# 38}$$

Donde F es la fuerza ejercida por la presión de donde se tiene:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = PA = P\pi R^2$$

$$F = (1.723)\pi(0.127)^2$$

$$F = 87305N$$

El esfuerzo se lo determina a partir del esfuerzo de fluencia que para el acero 1018 que el que se utilizará es $240 \times 10^6 \text{Pa}$, para un factor de seguridad de 3, se tiene que el esfuerzo que puede soportar es de:



$$\sigma = \frac{\sigma_Y}{n} = \frac{240 \times 10^6}{3}$$

$$\sigma = 80 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{hl}$$

$$h = \frac{F}{D\pi\sigma} = \frac{87305}{0.254\pi(80 \times 10^6)}$$

$$h = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

Por fatiga se tiene:

$$\eta = \frac{S_{se} S_{su}}{\sigma_a S_{su} + \sigma_m S_{se}}$$



CIB-ESPOL

Ecuación # 39

Donde:

$$S_{Se} = k_a k_b k_c k_d k_e (S_e')$$

Ecuación # 40

$$S_e' = 0.504 S_{ut}$$

El S_{ut} se lo obtiene de la tabla y para el acero 1018 es 341 Mpa.

$$S_e' = 171 \text{ Mpa}$$



CIB-ESPOL

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Ecuación #41

Para superficies forjadas los valores de a y b son 272 y -0.995 respectivamente, reemplazando en la ecuación #41 se obtiene:

$$K_a = 0.82$$

$$K_b = 1 \text{ para carga axial}$$

$$K_c = 0.923 \text{ para carga axial}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

Reemplazando los valores en la ecuación # 40 se tiene que:

$$S_{se} = 130 \text{ Mpa}$$

$$S_{su} = 0.67S_{ut} = 0.67 (341) = 228.47\text{Mpa.}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 40\text{Mpa}$$

Reemplazando los valores se tiene que:

$$\eta = 2$$

Aunque el cordón salió de 4mm no se puede soldar de ese tamaño y se los suelda de 6mm.

4.8. Selección de la Fuente Auxiliar de Energía

El diseño del acondicionador de aire fue realizado para una oficina, para lo cual el acondicionador de aire funcionará solo para las horas laborables que precisamente son las horas en las que se puede captar energía solar y de esta manera pueda funcionar el equipo.

Pero en ciertas horas donde no se recibe energía solar, se ha dispuesto de una resistencia la cual irá dentro del colector con la que se calentará la solución para de esta manera pueda realizar su ciclo correctamente.

La resistencia seleccionada es de 115 V con una potencia de 760W la cual será alimentada por medio de 1 paneles fotovoltaicos, mediante el cual se acumulará energía eléctrica en un banco de baterías, pasará a través de un inversor el cual me dará el voltaje requerido

4.9. Selección de válvulas.

Para el proceso de expansión en el ciclo de amoniaco no se puede usar una válvula de expansión común debido a que este lo corroería y colocarla de acero sería muy costoso.

En vez de la válvula de expansión se ha colocado una placa orificio cuyo diseño es como sigue. Para encontrar el diámetro al que debo llevar la solución para conseguir la caída de presión requerida se lo obtiene usando la siguiente ecuación:

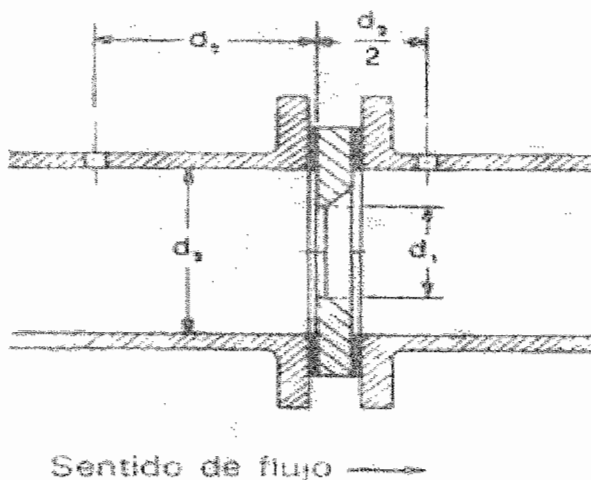


Fig. 4.16 Esquema de la Placa orificio

$$d_1 = 0.21784 \sqrt{\frac{Q^2 \rho}{C^2 \Delta P}}$$

Ecuación # 42

Donde:

Q = flujo volumétrico (m³/hr)

ρ = Densidad (Kg/m³)

ΔP = caída de presión requerida (Bar)

d₁ = Diámetro de la placa orificio (mm)

C = Coeficiente de flujo

El valor de C se lo determina de la figura 4.17 para lo cual es necesario conocer el número de Reynolds a la salida del condensador.

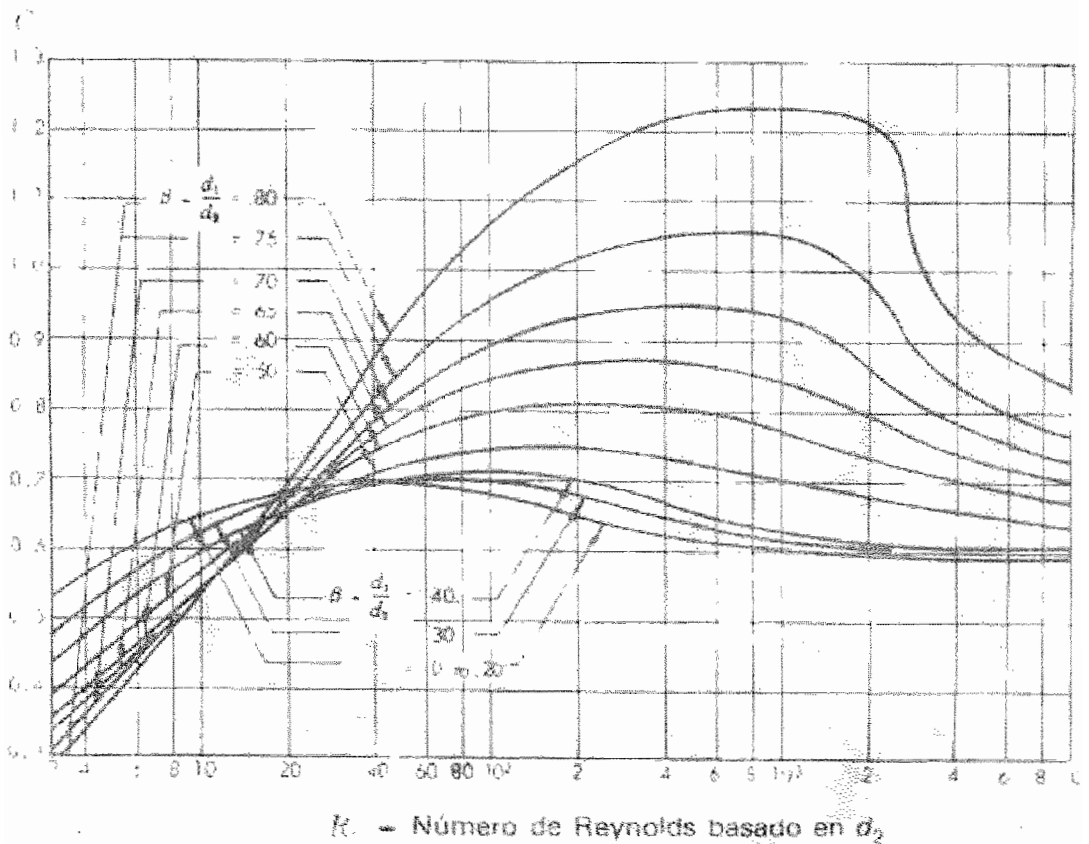


Fig. 4.17. Coeficiente de flujo C para placas orificios

$$Re = \frac{\dot{m}D}{A\mu}$$



CIB-ESPOL

Ecuación # 43

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación # 43 se obtiene:

$$R_e = \frac{\dot{m}D}{A\mu}$$

$$R_e = \frac{(0.018)(0.02093)}{\frac{\pi(0.02093)^2}{4}(101.5 \times 10^{-7})}$$

$$R_e = 108191.5$$

De donde se obtiene que el valor C

$$C = 0.6$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación # 42 se obtiene:

$$d_1 = 0.21784 \sqrt{\frac{Q^2 \rho}{C^2 \Delta P}}$$

$$d_1 = 0.21784 \sqrt{\frac{(0.1995)^2 (574.6)}{(0.6)^2 (12.41)}}$$

$$d_1 = 0.502 \text{ mm}$$

4.10. Selección de instrumentos auxiliares.

Para la operación del sistema es de fundamental importancia controlar la presión del equipo, en cada uno de sus componentes, es por ello que se hace necesario el uso de manómetros para poder conocer cuando se logra la presión de condensación y evaporación.



Así mismo se hace necesario la utilización de manómetros para llevar un control de la temperatura en el generador y en cada uno de los componentes del acondicionador así como de la habitación a acondicionar.

Todos estos instrumentos son necesarios para poder comprobar cada uno de los parámetros en el sistema en el momento de fabricarlo, pero una vez que este funcionando correctamente ya no son necesarios pues estos no se deben considerar como costo del equipo

4.11. Dimensionamiento de tuberías.

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

Para determinar el diámetro de las tuberías se utiliza la siguiente ecuación:

$$A = \frac{mV}{V}$$

Ecuación # 44

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

- © Línea de aspiración: 15 – 20 m/seg
- © Línea de descarga: 12 – 25 m/seg
- © Línea de líquido: no exceder 1 m/seg

$$d = \sqrt{\frac{4mv}{V\pi}}$$

$$d = 0.005806m$$

$$d = 0.228" \cong 1/4"$$



CIB-ESPOL

Por lo tanto las tuberías a utilizarse en todas las líneas del sistema serán de 1/4".

4.12. Simulación del Funcionamiento del Absorbedor.

La realización de una simulación tiene como objetivo comprobar el funcionamiento teórico correcto del equipo.

El propósito de esta simulación es poder observar como varía la potencia del generador en función de la cantidad de radiación solar que se tenga en cada hora del día en comparación con la cantidad de energía que se requerirá en la habitación a dicha hora.

Para comenzar se realizó el cálculo de carga para cada hora del día en la cual se mantenían constantes el aporte calorífico por personas y luces, y variaban el aporte calorífico por renovación de aire y por paredes y techos.

El cálculo de la variación de estos dos se detalla en las tablas 11 y 12.

Qrenovacion	102,96	123,552	164,736	205,92	288,288	370,656	473,616	514,8	535,392	525,096	473,616
Hora	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Tabla 11. Aporte calorífico por renovación de aire a cada hora del día en (Btu/hr)

	Oparcial	Oparedes	Hora del día
Pared 1	113,288		
Pared 2	150,28	263,568	7
Techo	0		
Pared 1	509,796		
Pared 2	676,26	1545,856	8
Techo	359,8		
Pared 1	962,948		
Pared 2	1277,38	3062,728	9
Techo	822,4		
Pared 1	1416,1		
Pared 2	1878,5	4579,6	10
Techo	1285		
Pared 1	226,576		
Pared 2	300,56	2069,136	11
Techo	1542		
Pared 1	226,576		
Pared 2	300,56	2120,536	12
Techo	1593,4		
Pared 1	283,22		
Pared 2	375,7	2303,72	13
Techo	1644,8		
Pared 1	283,22		
Pared 2	375,7	2200,92	14
Techo	1542		
Pared 1	339,864		
Pared 2	450,84	2075,704	15
Techo	1285		
Pared 1	283,22		
Pared 2	375,7	1481,32	16
Techo	822,4		
Pared 1	283,22		
Pared 2	375,7	1018,72	17
Techo	359,8		

Tabla 12. Aporte calorífico por paredes y techos a cada hora del día en (Btu/hr)

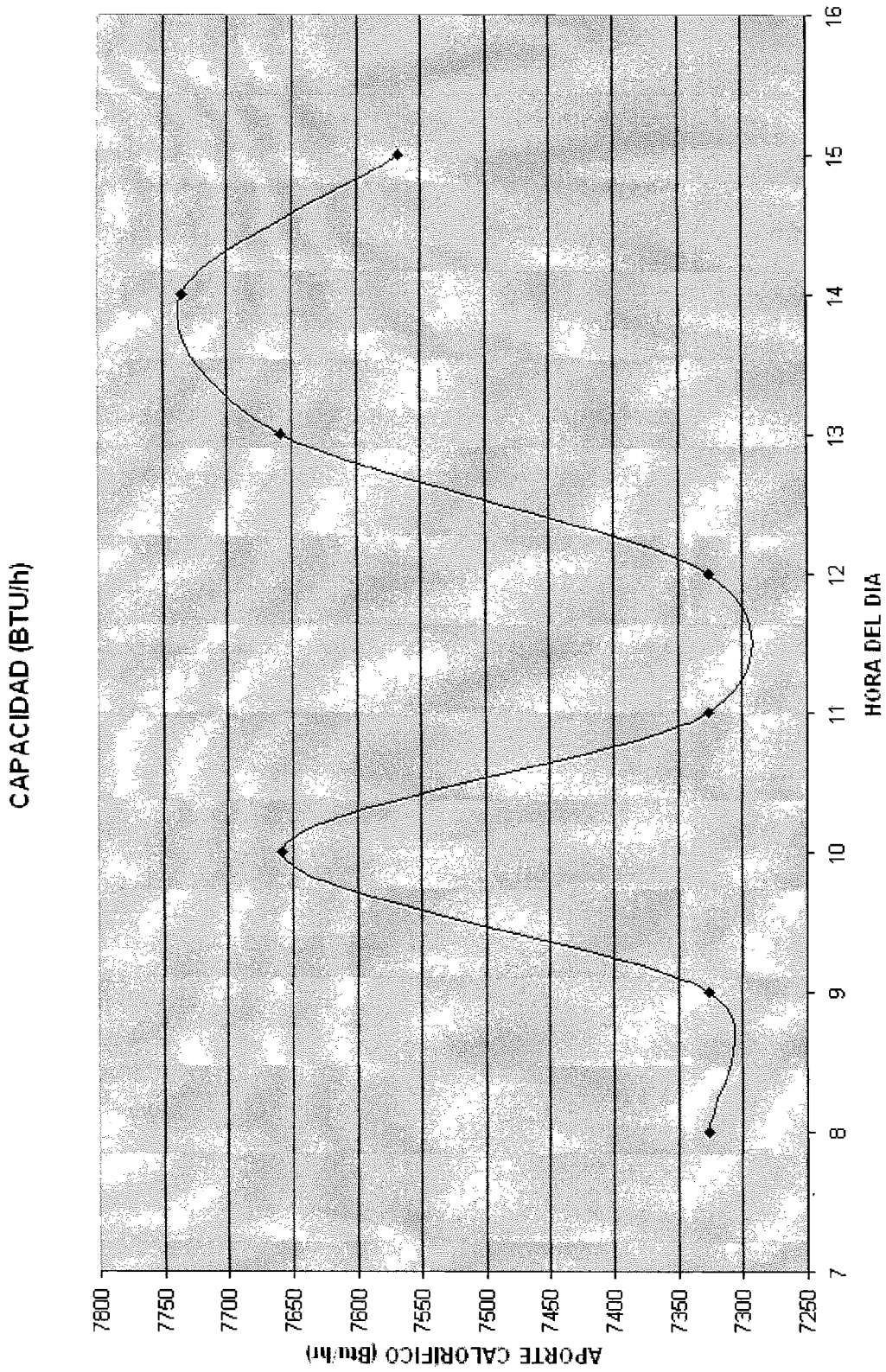


Fig. 4.18 Variación de la capacidad con la hora del día

Para la determinación de la variación de la radiación global por hora del día se tuvo que realizar algunos cálculos referentes a la localidad, época del año entre otros. En la tabla se muestran los valores para el día 62 que corresponde al 3 de marzo.

Al tener estos valores de radiación solar por hora, se los introduce en la ecuación para determinar la cantidad de masa de amoníaco que será capaz de desprender y dependiendo de esto el evaporador será capaz de recibir una cantidad mayor o menor de calor.

Cada uno de los demás parámetros permanecen constantes siendo así que con solo variar el número del día se observará como varía a su vez la intensidad de la radiación solar.

En la tabla 13 se puede observar el cálculo realizado para diez horas el día pero que para efectos de la simulación se tomará sólo 8 de estos valores que serán los más significativos.

En la figura 4.18 se pudo observar la variación de carga con respecto a la hora del día.

En la figura 4.19 se observa la relación que existe entre cantidad de carga generada y la necesaria y se observa que en los extremos hay faltantes.



ϕ (rad)	n (rad)	δ (rad)	α	Hora	w	Gne	Ho	N	n	n/N	Hp	
0,0384	62	-0,1315	0,25548	7	1,3076	1361,3	510,059	12	4,08	0,34	300	
0,0384	62	-0,1315	0,514	8	1,0456	1361,3	814,279	12	4,08	0,34	580	
0,0384	62	-0,1315	0,77081	9	0,7836	1361,3	1062,46	12	4,08	0,34	583	
0,0384	62	-0,1315	1,02339	10	0,5216	1361,3	1237,65	12	4,08	0,34	679	
0,0384	62	-0,1315	1,26105	11	0,2596	1361,3	1327,9	12	4,08	0,34	728	
0,0384	62	-0,1315	1,40089	12	-0,0024	1361,3	1327,06	12	4,08	0,34	728	
0,0384	62	-0,1315	1,25703	13	-0,2644	1361,3	1235,17	12	4,08	0,34	677	
0,0384	62	-0,1315	1,01882	14	-0,5264	1361,3	1058,51	12	4,08	0,34	622	
0,0384	62	-0,1315	0,76612	15	-0,7884	1361,3	809,136	12	4,08	0,34	599	
0,0384	62	-0,1315	0,50926	16	-1,0504	1361,3	504,07	12	4,08	0,34	296	
0,0384	62	-0,1315	0,25072	17	-1,3124	1361,3	164,133	12	4,08	0,34	96,4	
											5888	
											10050,4	
											649	

Tabla 13. Cálculo de la radiación global total para un día determinado

COMPARACION CAPACIDAD CARGA

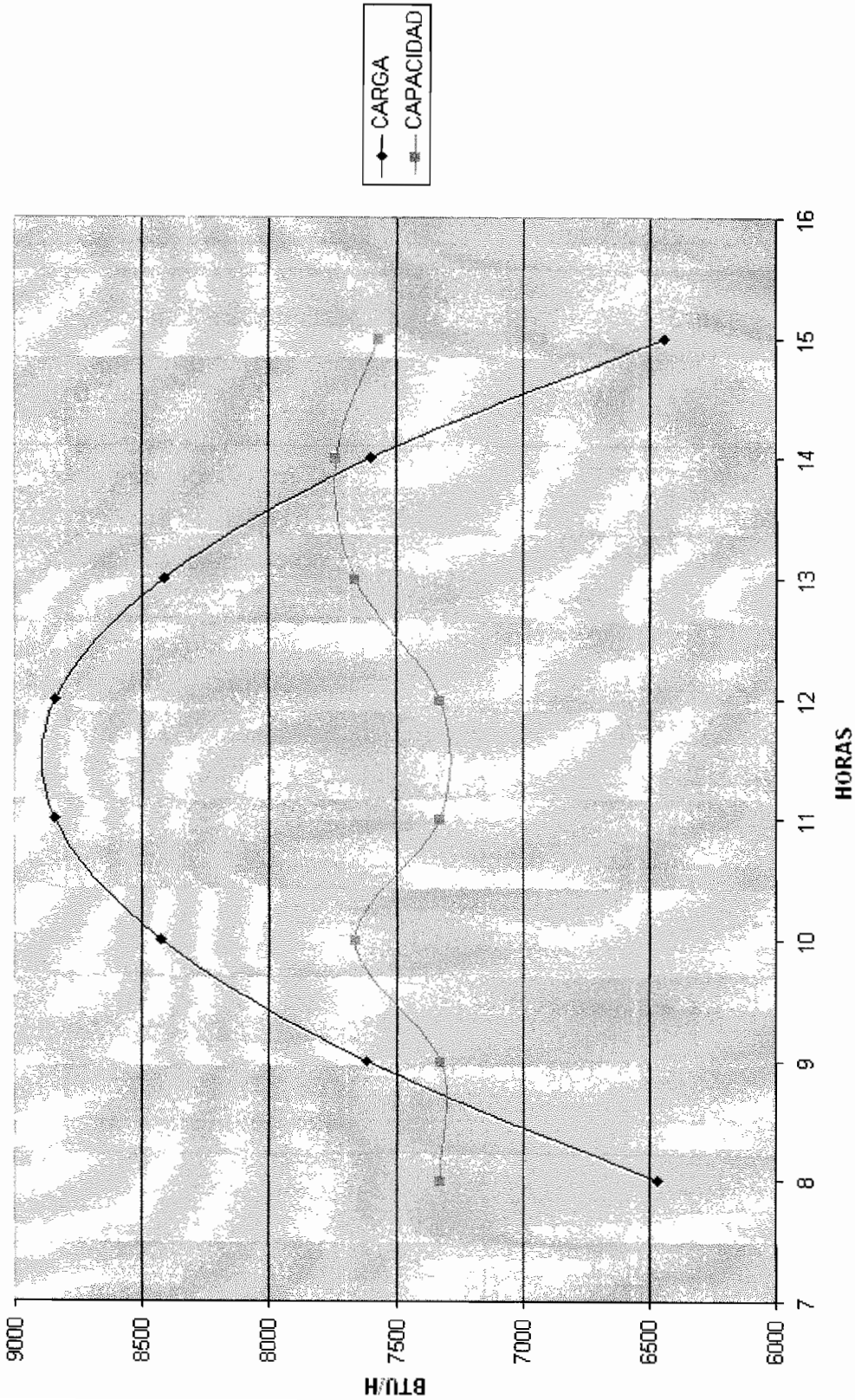


Fig. 4.19 Comparación de Capacidad vs Carga requerida por cada hora del día

4.13. Costos

El costo de la construcción del equipo se detalla a continuación:

COLECTOR SOLAR			
DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	CANT	VALOR TOTAL
Lamina de acero galvanizado 0,7mm; 1,2x2,4m	19.00	2	38.00
Espuma de poliestireno, 2,5 cm de espesor, 2x1m	5.00	4	20.00
Tubería de acero de 1/2", 6m	15.00	6	90.00
Tubería de acero de 1", 2m	9.00	2	18.00
Lamina AISI 1018, 0,7mm	16.00	2	32.00
Lamina AISI 1018, 1/8"	12.00	2	24.00
Lana de vidrio 1,2x0,6x0,02	2,50	4	10.00
Vidrio	4,20	8	33,60
Codo 1"	0,70	3	2,10
Union universal de 1"	1.00	2	2.00
Union de 1/4"	1.00	4	4.00
Tapon de 1"	0,70	2	1,40
Pintura	2,50	2	5.00
		Total	280,10

ABSORBEDOR			
DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	CANT	VALOR TOTAL
Tubo acero 10" cédula 40, 13"	30.00	1	30.00
Casquetes esféricos	7.00	2	14.00
soldadura	5.00	3	15.00
		Total	59.00

EVAPORADOR

DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	CANT	VALOR TOTAL
Tubería de acero ¼" x 6m	6.00	2	12.00
Lamina de acero galvanizado 1.2x2.4m	28.00	2	56.00
Ventilador centrífugo	100.00	1	100.00
Tubería de acero galvanizado de 1" x 2"	10.00	2	20.00
Total			188.00

CONDENSADOR

DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	CANT	VALOR TOTAL
Tubería de acero ¼" x 6m	6.00	7	42.00
Lamina de acero galvanizado 1.2 x 2.4m	28.00	3	84.00
Total			128.00

PANEL FOTOVOLTAICO

DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	CANT	VALOR TOTAL
Batería	75	8	600
Inverso	850	1	850
Panel Fotovoltaico de 110 W	750	2	1500
Total			2950

Donde se tiene que el costo total del equipo tendrá un valor de \$3065.

CAPITULO 5

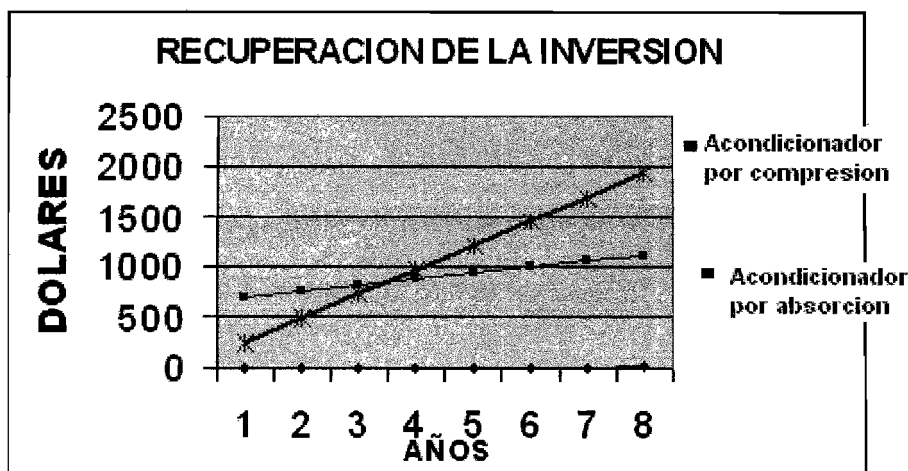


CIB-ESPOL

5. ANALISIS ECONOMICO

El costo de este equipo es bastante elevado como se pudo apreciar en la sección 4.13, y el motivo de esto es principalmente por los ocho paneles fotovoltaicos que se deben colocar para poder alimentar la resistencia eléctrica que permitirá el funcionamiento del colector en horas no laborables y el ventilador del condensador que hará circular el aire por la habitación. El diseño esta basado en zonas remotas donde definitivamente no habrá ninguna otra manera de poder acondicionar una habitación debido a que los tendidos eléctricos no llegan y tampoco se podría generar pues no llegan los tanqueros de combustible.

En caso de que el proyecto se desee implementar zonas urbanas el costo del mismo se reduciría a tan solo \$627 debido a que ya no se pondría el otro panel solar si no que se conectarían al sistema público.



El precio del KW/hr es de \$0.08 más impuestos cuyo precio final sería \$0.11 el Kw/hr, haciendo el análisis de cuanto se consumiría anualmente si se tuviese prendido 8 horas diarias se obtiene que la inversión se la recuperaría a los 3 años.

El valor del equipo en caso de no tener el segundo equipo fotovoltaico se reduce a \$ 627 y el valor del acondicionador de ventana por compresión es de \$ 250 por tanto se obtiene que el valor a recuperar es de \$ 377, el cual según lo mostrado en las gráficas se lo esta recuperando en un lapso de 3 años, luego de esto todo el ahorro energético que se tenga será ganancia.

CAPITULO 6



CIB-ESPOL

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- © La realización del proyecto es factible en cuanto se consigue el objetivo propuesto el cual era lograr el acondicionamiento de una habitación ubicada en alguna zona remota.
- © Si bien es cierto la instalación de dicho equipo es costosa, será el precio que se debe pagar para lograr obtener un ambiente confortable debido a que no existiría otra manera de poder conseguirlo por la ubicación en la que se encuentra.

- © La utilización de este tipo de sistema tiene una relación de demanda vs radiación solar recibida, ya que cuando más se necesita el acondicionador solar es cuando se esta recibiendo la mayor cantidad de radiación solar, gracias a la cual va a poder funcionar el sistema correctamente y producir el enfriamiento deseado.
- © El sistema de refrigeración por absorción tiene la ventaja que casi no tiene partes móviles, solo se tiene el ventilador para el evaporador por lo cual es muy usado puesto que no hace ruido.
- © Este tipo de sistemas no necesitan mantenimiento, debido a que no tiene compresor no se necesitan tampoco filtros de deshumificadores, de aceite entre otros.
- © La utilización de una bomba para hacer circular el fluido es sustituido mediante la inyección de un gas ideal el cual no va a afectar en las propiedades termodinámicas del sistema si no que mas bien va a ayudar a mantener la presión del sistema constante con lo cual se evita el uso de un bomba.
- © La cantidad de helio se estima de acuerdo a la presión baja, es decir a la presión en el evaporador, es decir que se inyecta hidrógeno en el sistema hasta que la presión en el evaporador sea la requerida, es decir hasta que se igualen las presiones en el sistema.

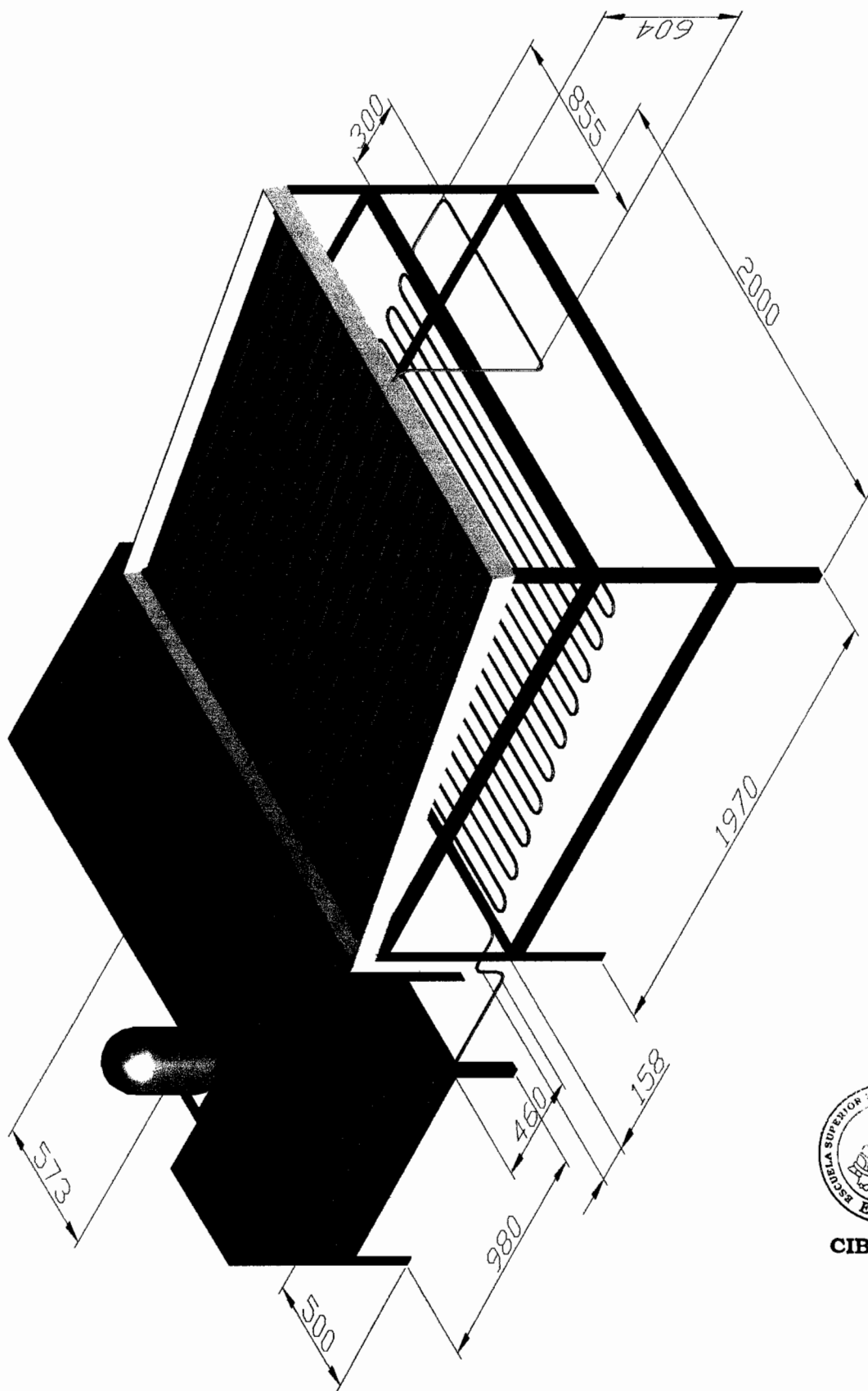


RECOMENDACIONES

- © Para conectar la resistencia eléctrica y el ventilador del evaporador se podría buscar otro medio no convencional de energía como lo es la energía eólica y ver si de esta manera se logra reducir los costos para hacerlo mas asequible al público.

- © La construcción del proyecto pueda ser considerado como otra tesis de grado para que se pueda comprobar los datos obtenidos del análisis realizado.

- © La instalación de todas las líneas de amoniaco deben ir siempre por fuera de la casa para evitar accidentes en caso de que se produzca alguna fuga de este refrigerante.



CIB-ESPOL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE
LA PRODUCCION

ISOMETRICO

ESPOL

Sistemati

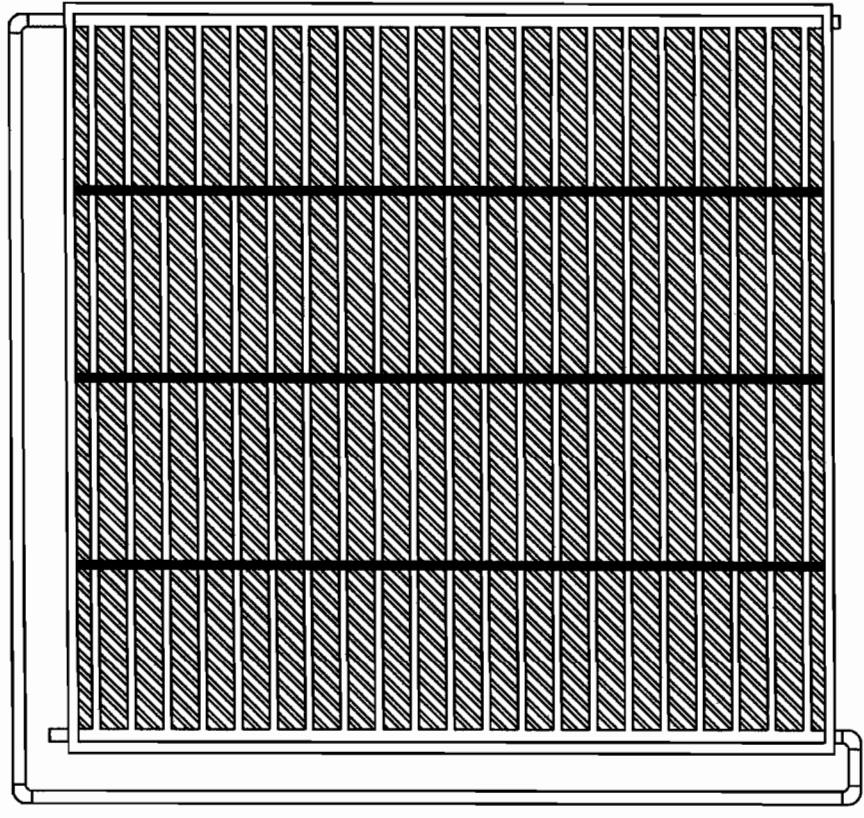
Plano: 5



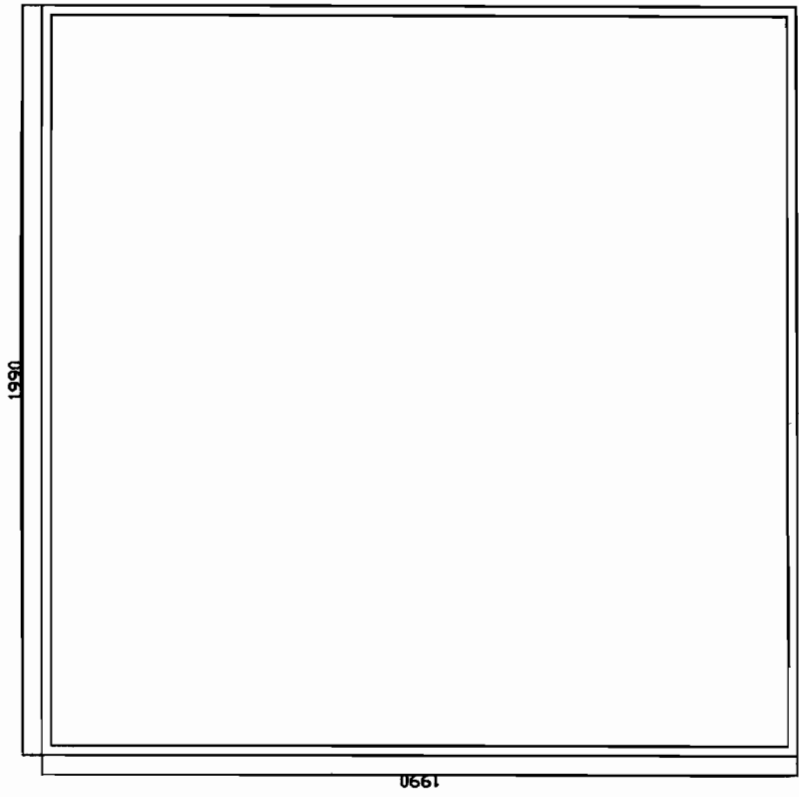
ESCALA: S/N

Nombre: SHIRLEY GIOMAR VERA SILVA

**COLECTOR SOLAR DE
PLACA PLANA**




**CARCASA Y
AISLAMIENTO**



CIB-ESPOL

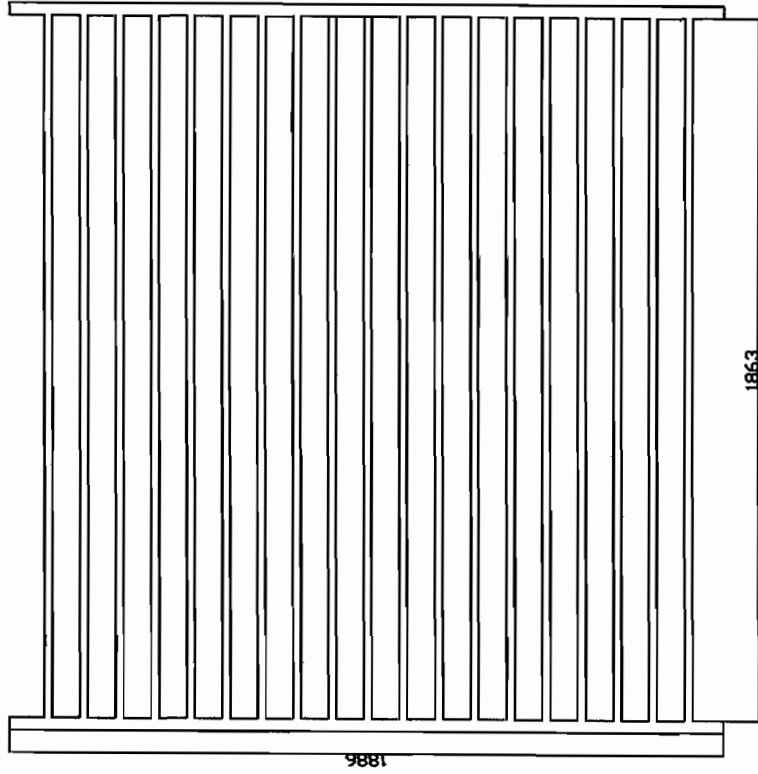


CIB-ESPOL

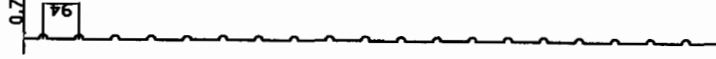
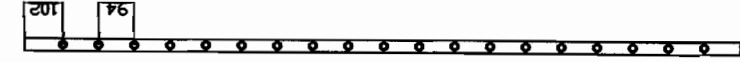
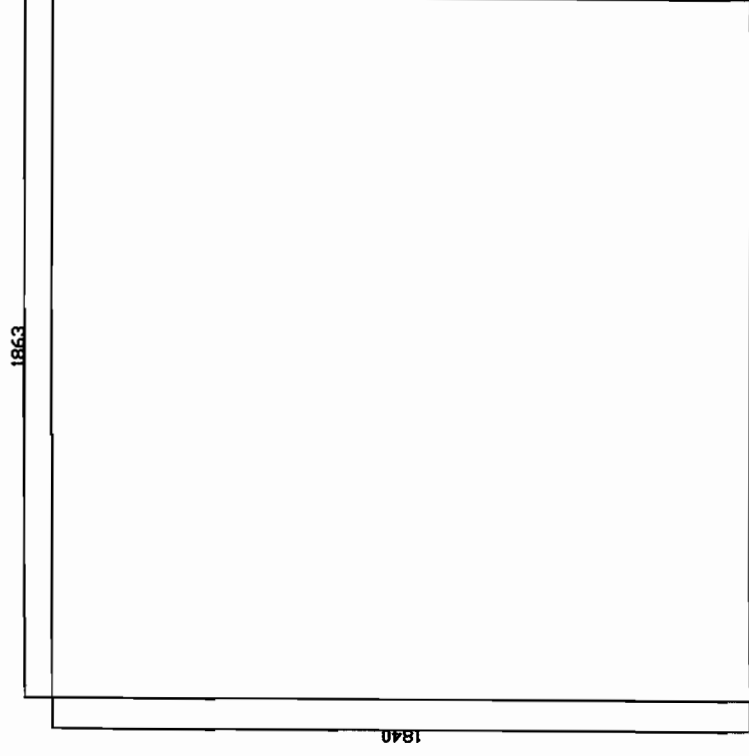
ESPOL	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION
Plano: 1	Sistema: 
ESCALA: 1:20	Nombre: SHIRLEY GIOMAR VERA SILVA

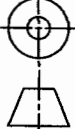
COLECTOR

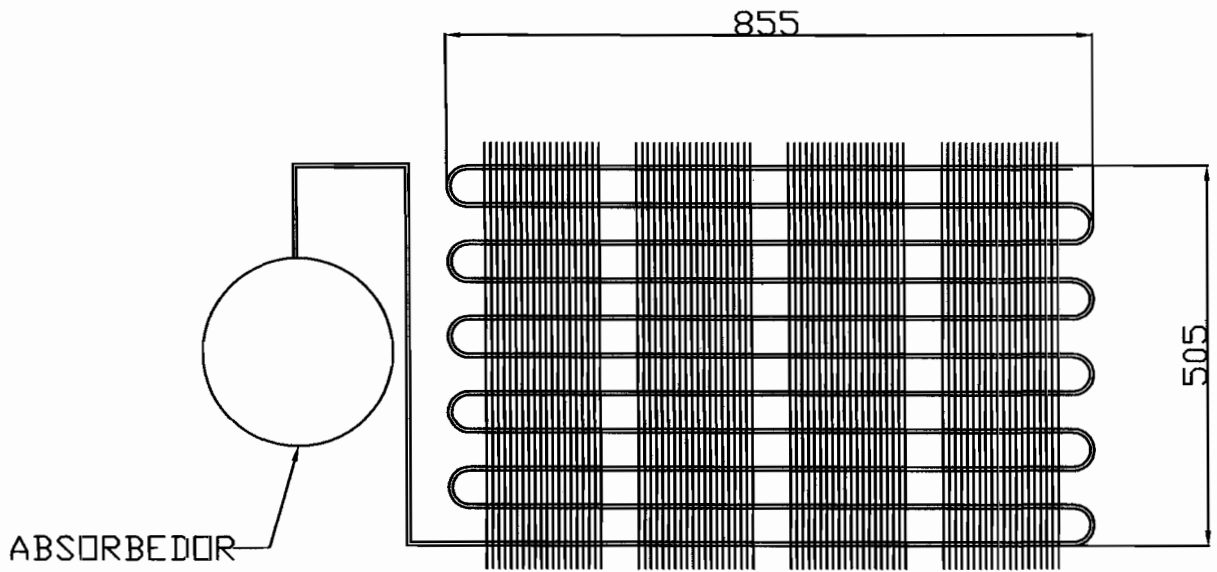
PARRILLA DE TUBOS



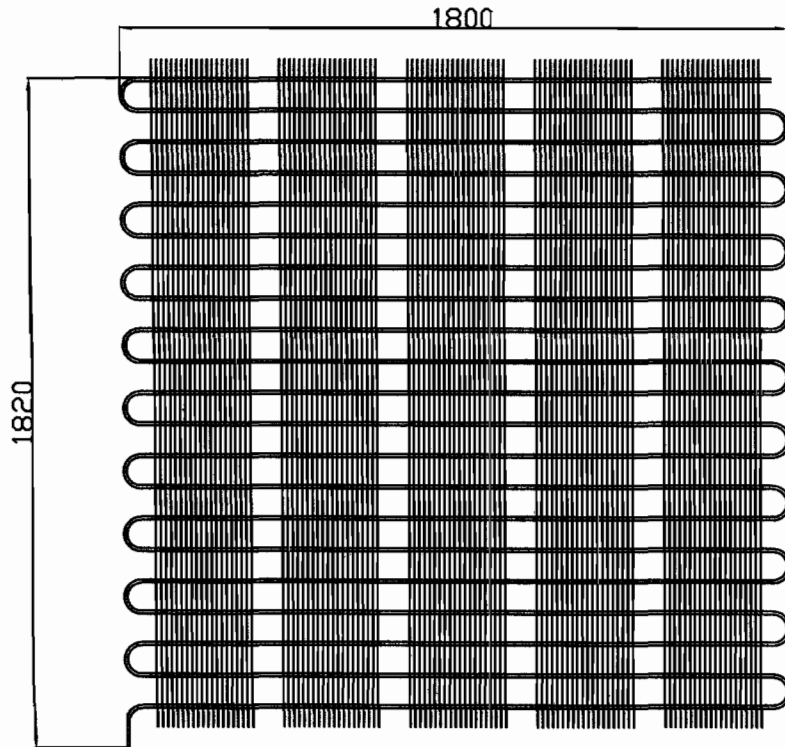
PLACA COLECTORA



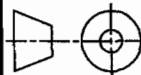
ESPOL	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 2	Sistema: 	GENERADOR
ESCALA: 1:20	Nombre: SHIRLEY GIOMAR VERA SILVA	



ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 3	Sistema: 	EVAPORADOR	
ESCALA: 1:10		Nombre: SHIRLEY GIOMAR VERA SILVA	



CIB-ESPOL

ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION
Plano: 4	Sistema: 	CONDENSADOR
ESCALA: 1:20	Nombre:	SHIRLEY GIOMAR VERA SILVA

ANEXOS



CIB-ESPO

ANEXO 1.

MATERIALES DE AISLAMIENTO.

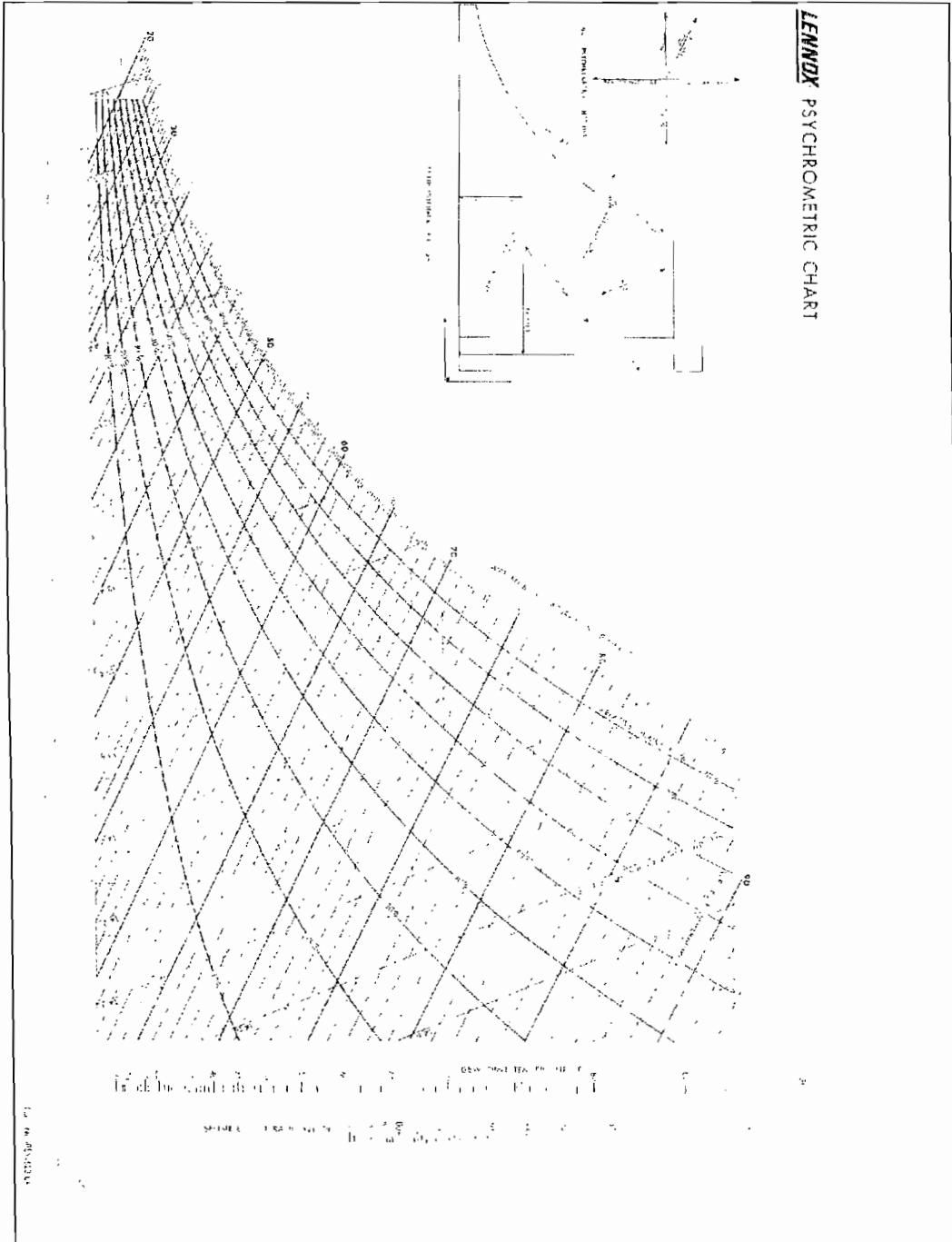
APÉNDICE C			
MATERIALES DE AISLAMIENTO			
<i>Materiales y sistemas de aislamiento</i>			
Descripción composición	Propiedades típicas a 300 K		
	Densidad, ρ (kg/m ³)	Conductividad térmica, k (W/m · K)	Calor específico, c_p (J/kg · K)
Miela y fibra			
Fibra de vidrio, revestido de papel	76	0.0346	
	28	0.0348	
	40	0.0348	
Fibra de vidrio, recubierta fibras de raba	82	0.0348	835
Fablero y lana			
Vidrio celular	145	0.0588	1030
Fibra de vidrio, lana cerámica	167	0.0346	765
Poliestireno, expandido			
Estrado (P-17)	55	0.0317	1310
Tejidos neblásticos	16	0.0346	1310
Lamina de fibra mineral material de tejidos	262	0.0319	
Madera, fibrosa, en su totalidad	350	0.041	1530
Corcho	120	0.039	1880
Refractarios			
Corcho, granulado	160	0.048	
Oxido de silicio diatómico, polvo mueso	330	0.069	
Oxido de silicio diatómico, polvo fino	200	0.052	
2.5	275	0.061	
Fibra de vidrio, xalado o sojados	16	0.0348	835
Vermiculita, 10^3 capas	80	0.021	835
	160	0.021	1880
Formado espartillo de ceniza			
Cintas de lana mineral con aditivos de asbestos orgánicos, polvos en las	150	0.036	
Mastique de corcho de acetato polivinílico pulverizado o tratado		0.037	
Ureano, mezcla de las partes espartillo	75	0.036	1015
Refractario			
Hoja de aluminio que separa capas de vidrio laminadas, 10-15 capas al vacío para aplicaciones criogénicas (150 K)	9	0.00419	
Hoja de aluminio y papel de vidrio laminado, 25-350 capas, al vacío para aplicación criogénica (100 K)	120	0.004917	
Polvo de óxido de silicio típico al vacío	160	0.069	



CIB-ESPOL

ANEXO 2

CARTA PSICROMETRICA

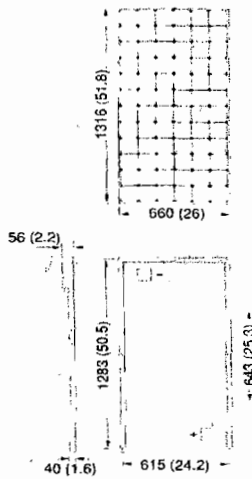


ANEXO 3

PANELES FOTOVOLTAICOS

Especificaciones Mecánicas del Módulo

El marco es de aluminio anodizado resistente a la corrosión y a la torsión la cual garantiza una gran resistencia en condiciones extremas ambientales. Los módulos en el marco van preinstalados para la fácil instalación en el campo.



*mm (pulgas)

Dimensiones exteriores (mm)	1316 x 660
Grosor (mm) (capa de protección) (mm)	56
Grosor (capa superior de protección) (mm)	40
Peso Kg (libras)	11,5

Para las instrucciones de instalación consulte el **Manual de Instalación** de Shell Solar.

Características Eléctricas

Datos en Condiciones de Ensayo Estándar (STC)

STC: nivel de irradiación: 1000W/m² espectro AM 1.5 y temperatura de la célula de 25 °C

Potencia máxima	P_{max}	110W
Potencia máxima	P_{max}	110W
Tensión de máxima potencia	V_{mpp}	14,4V
Corriente de potencia máxima	I_{mpp}	7,63A
Tensión en circuito abierto	V_{oc}	21,7V
Corriente de cortocircuito	I_{sc}	8,9A
Rango de fusible en series		11A
Mínima potencia máxima	$P_{max, min}$	1,045W

*Tolerancia de máxima potencia: ±5

La abreviatura "mpp" significa Punto de Máxima Potencia.

Datos típicos en condiciones de temperatura operativa nominal de la célula (TONC)

TONC: 800W/m² nivel de irradiación: espectro AM 1.5, velocidad del viento 1m/s, T_{amb} 20 °C

Temperatura	T_{TONC}	45 °C
Potencia Max	P_{max}	80W
Tensión Max	V_{mpp}	16,7
Tensión de circuito abierto	V_{oc}	22,0
Corriente de cortocircuito	I_{sc}	9,6A

Datos típicos con baja irradiación

La reducción relativa de la eficiencia del módulo con una irradiación de 200W/m² con relación a 1000W/m² cambia con temperatura de la célula de 25 °C y espectro AM 1.5 es de 7.

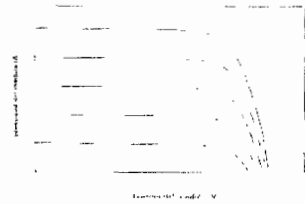
Coefficientes de temperatura

$\alpha_{P_{mpp}}$	-0,45 %/°C
$\alpha_{V_{mpp}}$	-26 mV/°C
$\alpha_{I_{sc}}$	+2,8 mA/°C
$\alpha_{V_{oc}}$	26 mV/°C

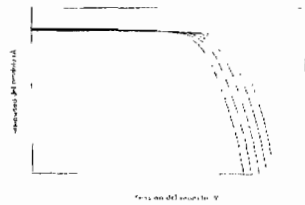
Tensión máxima del sistema: 600Vdc

Características Típicas I/V

El gráfico 1 y muestra el rendimiento típico del módulo, se ve con diferentes niveles de irradiación.



El gráfico 2 y muestra el rendimiento típico de un módulo solar con diferentes temperaturas de célula.



El gráfico 3 y muestra el rendimiento típico de un módulo solar con diferentes temperaturas de ambiente y diferentes niveles de irradiación. El módulo solar Shell Solar es un producto de alta calidad que cumple con los requisitos de la norma IEC 61215 y IEC 61730 y está certificado por el Instituto Alemán de Normas (DIN).

Para mayor información sobre las características Shell Solar, póngase en contacto con:

Shell Solar
Customer Service
4350 South Lane, Corona, CA 92617
951-484-4400 Fax 951-484-4405
Web: www.shell-solar.com



Shell Solar

Ficha de Información de Producto

Shell SM110-12P Módulo Solar Fotovoltaico

Generalidades

El módulo Shell SM110-12P contiene dos cadenas paralelas de 36 células solares de silicio monocristalino PowerMax® de 103 x 103mm conectadas en serie.

El módulo Shell SM110-12P puede generar una potencia máxima de 110 W a 17,5 V.

El módulo solar Shell SM110-12P está diseñado para aplicaciones conectadas a la red eléctrica a 12 V.

Homologaciones y Certificaciones

El módulo solar Shell SM110-12P cumple los siguientes requisitos:

- IEC 61215
- Aislamiento TÜV Clase II



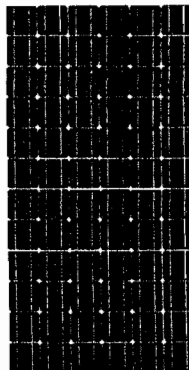
Todos los módulos Shell Solar se fabrican en plantas certificadas ENISO 9001.

Garantías Limitadas

- Potencia máxima durante 25 años
- Defectos de fabricación durante 2 años



Módulo Shell SM110-12P Ventajas



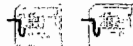
- Tolerancia de $\pm 5\%$ en la potencia máxima de salida.
- Las células solares monocristalinas PowerMax® generan una potencia máxima de salida incluso en condiciones de luz reducida, ofreciendo mayor potencia en situaciones de espacio limitado.
- La superficie de la célula PowerMax®, es de textura piramidal, lo que permite una mayor absorción de luz y una excepcional eficiencia.
- Su vidrio templado de gran transparencia, garantiza una elevada resistencia al impacto y protección contra el granizo, nieve, hielo y tormentas.
- 300MW de potencia instalada acumulada proporcionan una experiencia que aplicada a lo evolución de nuestra gama de silicio monocristalino, garantizan que nuestros productos dispongan de una larga y fiable vida de servicio respaldada por una garantía de 25 años.

Caja de Conexiones

La caja de conexiones es de tipo IP44 de la mas alta calidad para protección contra humedad o el polvo. Esta caja contiene un bloque rígido de conexión para terminales tipo atornillados y además contiene dos diodos tipo "bypass" para la protección de la célula solar contra sobrecalentamiento "hot spot"

Caja de conexiones ProCharger™

Sección máxima del conductor: 4 mm
Tipo de protección: IP44
Número de diodos de derivación: 2



**EQUIPO ELÉCTRICO,
CONSULTE CON SU INSTALADOR**

Atendiendo a la continua investigación y evolución de producto, las especificaciones contenidas en esta Ficha de Información de Producto está sujeta a modificaciones sin previo aviso. Las especificaciones pueden sufrir ligeras modificaciones. Para las instrucciones de instalación y funcionamiento, consulte los manuales correspondientes. Ningún derecho ampara de la presente Ficha de Información de Producto. Shell Solar no asume ninguna responsabilidad vinculada o conexente en modo alguna del uso dado a la información contenida en la misma.



CIB-ESPOL

ANEXO 4.

FACTORES DE EFICIENCIA Y RENDIMIENTO DE COLECTORES DE TUBO Y PLACA ABSORBENTE.

FACTOR DE EFICIENCIA Y RENDIMIENTO DE ALGUNOS COLECTORES DE TUBO Y PLACA ABSORBENTE

a) $U_c = U_1 + U_2$

$$F = \frac{L U_c}{\pi d_i h_{cF}} = \frac{L U_c}{C_{soldadura} d_i} \cdot \frac{1}{d_i + (L - d_i) \eta}$$

$$\eta = \frac{Th \setminus Bi}{\setminus Bi}$$



b) $U_c = U_1 + U_2$

$$F = \frac{L U_c}{\pi d_i h_{cF}} + \frac{d_c}{L} + \frac{1}{\frac{L U_c}{C_{soldadura}} + \frac{L}{(L - d_c) \eta}}$$

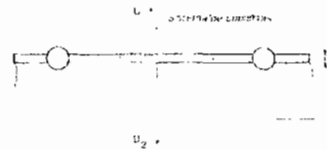
$$\eta = \frac{Th \setminus Bi}{\setminus Bi}$$



c) $U_c = U_1 + U_2$

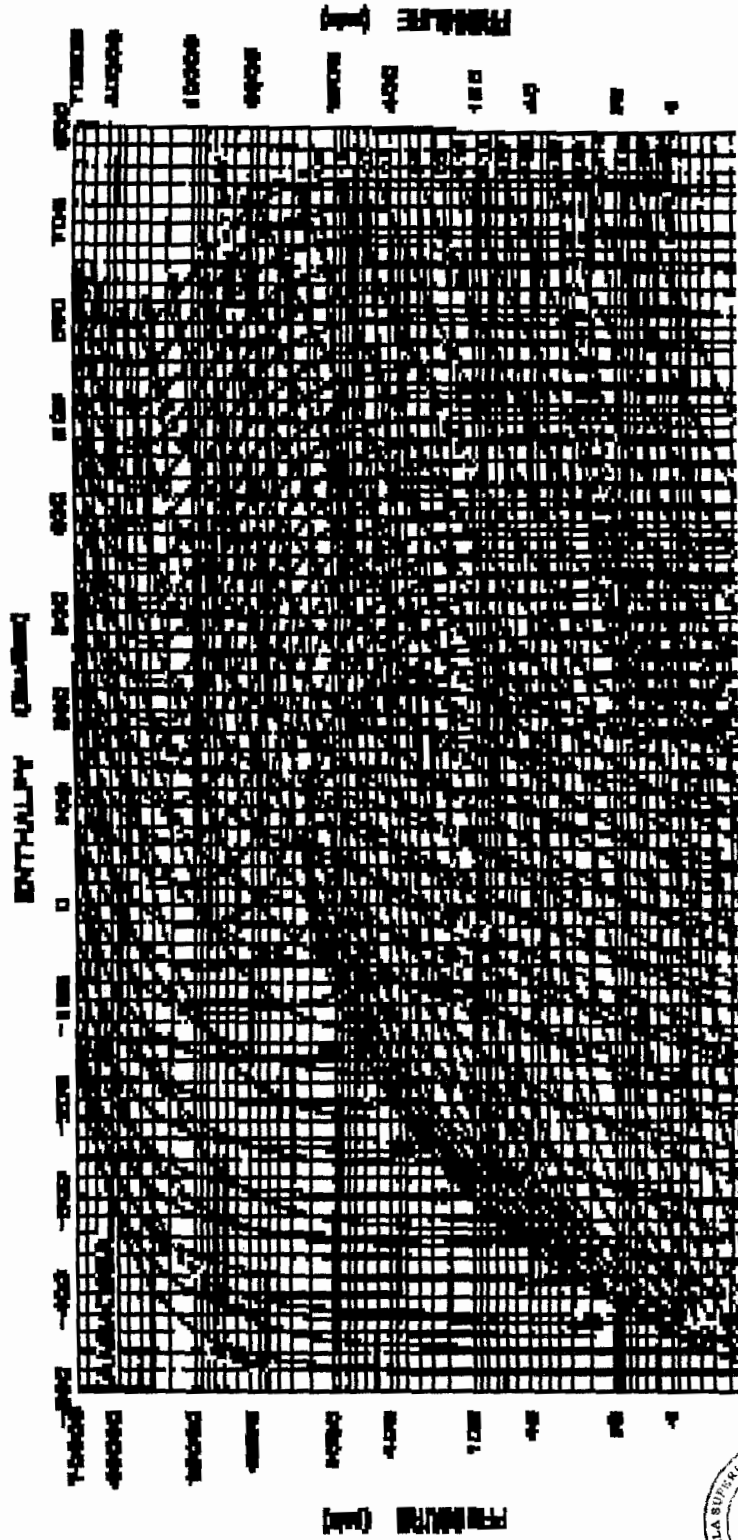
$$F = \frac{L U_c}{\pi d_i h_{cF}} + \frac{L}{d_n + (L - d_n) \eta}$$

$$\eta = \frac{Th \setminus Bi}{\setminus Bi}$$



ANEXO 5

PROPIEDADES DEL AMONIACO.



CIB-ESPOL

BIBLIOGRAFÍA



CIB-ESPOL

1. ANGEL VARGAS, Curso de refrigeración, Ecuador, 2000
2. ASHRAE, Handbook, 1998.
3. BOAS RICHARD, Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente, para una capacidad de enfriamiento de 10W, Ecuador, 2004
4. CRANE, Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, Editorial McGraw-Hill, México 1992
5. FRANK INCROPERA, DAVID P. De WITT, Fundamentos de Transferencia de calor, Prentice may, México 1999, 4ta edición.
6. Instituto Nacional de Meteorología e hidrología, Boletín 25 años INAMHI, 1986

7. NILS R. GRIMM, ROBERT C. ROSALER, Manual de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado, McGraw-Hill, España 1996.
8. N.R.SPARKS, Theory of mechanical refrigeration, copyright 1938, McGraw Hill Book Company Inc, EEUU
9. RICHARD H. MONTGOMERY, Energía Solar, selección del equipo instalación y aprovechamiento, Editorial Limusa, México 1992.
10. W.F. STOECKER, Design of Thermal Systems, Mc. Graw Hill, Tercera Edición, 1980.
11. WILLIAN C. WHITMAN, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado, Tomo III, Editores Spain Paraninfo, España 2000