



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

10

## Estudio y Aplicación de los Calentadores Solares de Aire

284

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO QUIMICO  
POR E S E N T A N  
JOSE LUIS MACIAS PEREZ  
BENJAMIN TORRES MEZA  
MEXICO, D. F. 1976



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



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

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

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

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

...AS. Tosil

ADQ \_\_\_\_\_  
FECHA 1970

PROC MT

276



42.13700

J U R .

Presidente	Sr. Profr. JUAN MANUEL LOMELIN
Vocal	" " RICARDO MEJENES QUIJANO
Secretario	" " JORGE LUDLOW LANDERO
1er. Suplente	" " ANTONIO GUERRERO PONCE
2o. Suplente	" " ARTURO MADRID PERALTA

Sitio donde se desarrolló el tema: V A R I O S

Nombre y firma de los sustentantes:

JOSE LUIS MACIAS PEREZ

BENJAMIN TORRES MEZA



Nombre y firma del asesor:

ING. RICARDO MEJENES QUIJANO



## C O N T E N I D O

### CAPITULO I

	PAGINA
INTRODUCCION .....	1
1.1 ENERGIA .....	1
1.2 RECURSOS ENERGETICOS .....	2
1.3 ENERGIA SOLAR .....	8

### CAPITULO II

PRINCIPIOS DE LOS CALENTADORES SOLARES DE AIRE .	16
SUPERFICIE ABSORBENTE ENEGRECIDA .....	17
LEYES FUNDAMENTALES DEL FUNCIONAMIENTO DE LA PLACA DE ABSORCION .....	18
CUBIERTA TRANSPARENTE .....	24
ORIENTACION DEL COLECTOR .....	31
AISLAMIENTO DEL SISTEMA .....	35

### CAPITULO III

MODELO MATEMATICO Y BALANCE DE CALOR EN EL DI- SEÑO DE UN CALENTADOR SOLAR DE AIRE .....	37
BALANCE DE CALOR SOBRE LA PLACA ABSORBENTE....	39
BALANCE DE CALOR SOBRE LA SUPERFICIE DEL FONDO..	39
BALANCE DE CALOR SOBRE UN ELEMENTO DE CORRIENTE DE AIRE .....	39
CALOR UTIL .....	46

	PAGINA
CALOR ABSORBIDO .....	49
FACTOR DE EFICIENCIA .....	44
FACTOR DE FLUJO .....	47
COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CALOR UL .....	51
CALCULOS PARA EL DISEÑO DE UN CALENTADOR SOLAR DE AIRE DE PLACA PLANA CON DIFERENTE NUMERO DE CUBIERTAS .....	55

#### CAPITULO IV

TIPOS Y APLICACIONES DE LOS CALENTADORES SOLA- RES DE AIRE .....	72
DIFERENTES TIPOS DE CALENTADORES SOLARES DE - AIRE .....	73
PRINCIPALES APLICACIONES DE LOS CALENTADORES - SOLARES DE AIRE .....	84
CALEFACCION DOMESTICA .....	84
SECADO .....	85
CONCLUSIONES .....	89
TABLAS .....	91
NOMENCLATURA .....	95
BIBLIOGRAFIA .....	101

# C A P I T U L O I

## INTRODUCCION

El presente trabajo fue realizado con el propósito de darle mayor importancia al uso de la energía solar y en especial a los calentadores solares de aire.

Para entender el funcionamiento de los calentadores solares de aire es necesario hablar de LA ENERGIA SOLAR; por tal razón este primer capítulo consta de tres partes a saber:

1.1) ENERGIA

1.2) RECURSOS ENERGETICOS

1.3) ENERGIA SOLAR

1.1) ENERGIA. La energía es un elemento básico para la existencia, y es la clave de los objetivos de la humanidad. Se define a la energía como una función punto del estado del sistema de valor único. Esta se manifiesta en diversas formas, las cuales tienen la facultad de modificar el movimiento de la materia. Los diversos tipos de energía se clasifican en dos categorías principales: energía cinética propia de la materia que ya está en movimiento, y la energía potencial que abarca fuerzas capaces de cambiar el movimiento de la materia. El calor es el resultado de una diferencia de potencial, entre el cuerpo cali-

ente y el cuerpo frío, llamada temperatura, y en esencia es movimiento.

El Sol a pesar de ser una de las estrellas más pequeñas del universo, es la principal fuente de calor para la atmósfera terrestre. Aunque la cantidad de ENERGIA SOLAR que recibe la Tierra es muy pequeña, muchos de los fenómenos físicos y todos los biológicos deben su existencia a esta energía. Es decir, con el calor generado por la luz del Sol se inicia el gigantesco ciclo de los vientos y de las lluvias que riegan la Tierra y crean las condiciones necesarias para la vida en los mares y en los continentes.

Como vemos la energía es inagotable; está directamente relacionada con la materia, nuestro problema es cómo transformarla, almacenarla y conducirla.

1.2) RECURSOS ENERGETICOS. En la medida que el hombre ha ido progresando ha ido consumiendo más energía para su desarrollo y progreso. Este progreso ha permitido al mismo tiempo encontrar diferentes fuentes de energía y formas de aprovecharla. En la próxima década el consumo de energía de algunos países desarrollados superará diez veces sus consumos actuales; dichos países están pensando en fuentes de energía no tradicionales, pero que garanticen su desarrollo y bienestar.



## CLASIFICACION DE RECURSOS ENERGETICOS

- I) TRADICIONALES
- II) NO TRADICIONALES
- III) NUEVOS

I) RECURSOS TRADICIONALES. La energía que consumimos de manera casi ininterrumpida a lo largo de nuestras vidas procede, casi totalmente de la explotación de productos energéticos: petróleo, gas natural, carbón; excepto un pequeño porcentaje que es de origen hidroeléctrico.

El petróleo es considerado en la actualidad como la principal fuente de energía más importante del mundo contemporáneo; ya que casi la mitad de la producción mundial de energía se basa en su utilización. Además, de la destilación del petróleo crudo en las refinerías se obtiene una extensa gama de productos de vital importancia para los países industrializados. No sólo carburantes para los automóviles y los aviones, sino también gases condensables (butano y propano) para usos domésticos e industriales, y gases no condensables que, junto con ciertas fracciones líquidas, sirven de base a la industria petroquímica.

"EL ORO NEGRO" es tan importante para el desarrollo de las civilizaciones que ha sido la causa de casi todos los conflictos del siglo XX. Con frecuencia, se oye hablar de la amenaza de la escasez de petróleo, por estar agotados

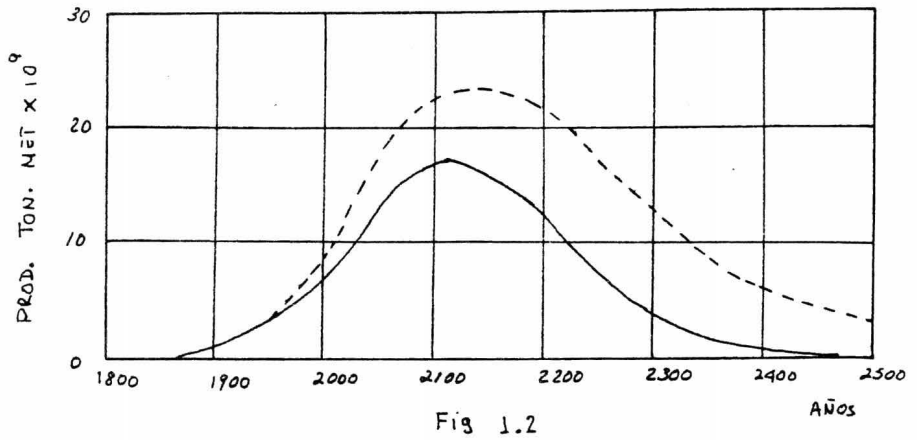
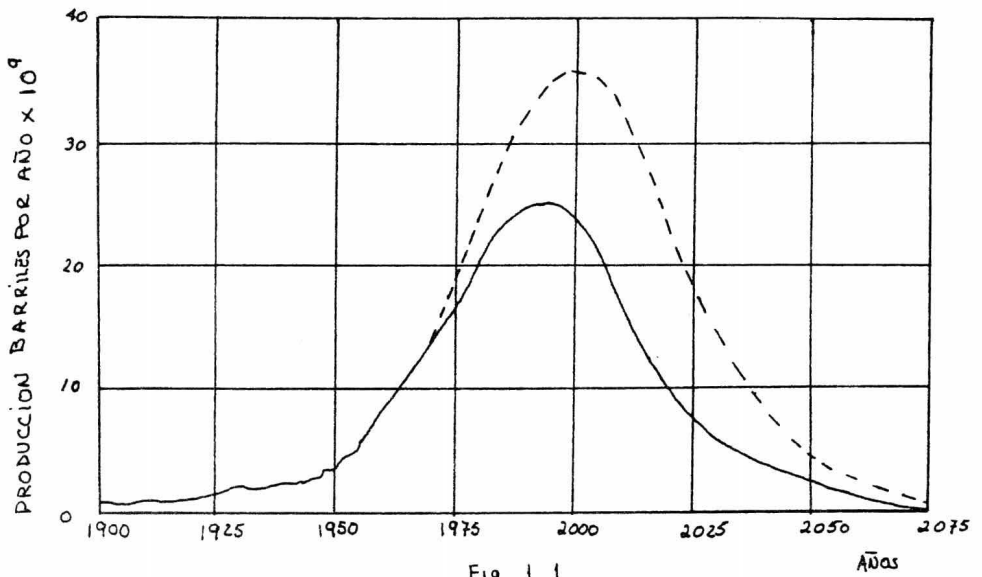
todos los pozos. Pero no se trata más que de un argumento falso destinado a mantener los precios equilibrando la oferta y la demanda; y según la teoría del Dr. Kalinko - (soviético) hay petróleo en el mundo para quince siglos.

Sin embargo, las estimaciones estadounidenses más conocidas aceptando la cifra más optimista puede prever un máximo del consumo hacia el año dos mil y, después, unos cincuenta años de decadencia hasta llegar al agotamiento; como lo muestran las figuras 1.1 y 1.2.

Carbón. El carbón fue el energético de moda durante el siglo XIX y principios del presente, pero ha venido siendo desplazado por el uso de los hidrocarburos. En México este recurso no ha sido aprovechado en forma debida; sin embargo, en otros países que cuentan con grandes recursos carboníferos se ha dado nuevamente una gran importancia debido a las posibilidades de su utilización - con las tecnologías modernas, que permiten la obtención de grandes volúmenes de gas a partir del carbón.

La producción a escala industrial de este tipo de gas no compite en precio con el gas natural pero presenta grandes posibilidades para el futuro, por lo que nuestro país no debe permanecer ajeno a estas tecnologías. - El uso del carbón como energético ya sea en forma sólida o gaseosa podría coadyuvar fuertemente a resolver el problema energético en una etapa intermedia, antes de llegar

# RESERVAS MUNDIALES DE PETROLEO



# RESERVAS MUNDIALES DE CARBON

al uso masivo de la energía nuclear.

Recursos hidráulicos. El agua ha sido considerada como el recurso más económico a largo plazo para la generación de electricidad; esta fuente de energía renovable está ya en uso pero un factor limitante en nuestras latitudes es muchas veces la escasez de agua y en donde la hay, las distancias cada vez más grandes encarecen día a día su transmisión y distribución a los centros de consumo.

RECURSOS NO TRADICIONALES Y NUEVOS. En nuestro país empezamos a experimentar con fuentes no tradicionales - (nuclear, geotérmica) y sabemos que podemos utilizar otras fuentes nuevas (solar, radial, fisión).

En el uso de los recursos tradicionales, podemos - aceptar que sabemos utilizar esas fuentes de energía . En el caso de los recursos no tradicionales (nuclear y geotérmica) estamos aprendiendo y tenemos que desarrollar un método para acelerar y optimizar el aprendizaje. En el caso de las fuentes nuevas (solar, eólica , etc.) nos encontramos desprovistos de tecnología y herramientas para marcar en estos nuevos campos energéticos. Pero nos ofrecen un desafío a la inventiva y a la imaginación; la energía nuclear todavía guarda celosa su directo aprovechamiento en generación eléctrica y todavía hay muchos serios problemas en su empleo. El

agua con su contenido de combustible estelar por excelencia, el hidrógeno es otro reto a los profesionales. El SOL, fuente de energía vital por excelencia nos ofrece - grandes posibilidades de utilizar sus recursos debido a que en México el grado de insolación por unidad de superficie es muy elevado en comparación con otros países.

El año dos mil ejerce una poderosa atracción no sólo para los novelistas sino también para los ingenieros y científicos interesados en todos los cambios que afectan al género humano; y uno de ellos es el incremento de la población mundial. Se calcula que para el año dos mil - alcanzará una cifra aproximada de siete mil millones de habitantes, que significará mayor demanda de alimentos y lógicamente de energéticos. En el caso de nuestro país el crecimiento de la población sigue un ritmo exponencial a una tasa promedio de 3.5% anual y se estima que la población mexicana alcanzará una cifra de ciento cuarenta millones de habitantes.

Ya que a corto plazo (1985) no se preve ningún cambio sustancial en la estructura de producción de energía, la crisis actual puede acelerar algunos cambios en las tendencias; para ello se estudia ampliamente la captación y aprovechamiento de la energía solar para calefacción y para conversión en energía eléctrica, es decir, la helioelectricidad.

Los recursos energéticos del planeta son explotados a un ritmo infinitamente más rápido que el de formación de los mismos; es obvio que éstos no son permanentes, esto aunado a problemas de tipo político, y de contaminación ambiental nos hace dirigir nuestros esfuerzos en la búsqueda de fuentes de energía nuevas y limpias como es el caso de LA ENERGIA SOLAR.

1.3) ENERGIA SOLAR. El sol es una masa de materia gaseosa caliente (plasma); está constituido fundamentalmente por hidrógeno, ya que un análisis espectroscópico muestra que un 80% de los átomos de las capas exteriores del sol son hidrógeno, el otro 20% casi todos son helio. Aunque sesenta y cuatro de los elementos químicos conocidos han sido identificados en el espectro. Después del helio los elementos más importantes son el oxígeno, el nitrógeno y el carbono.

El sol se encuentra a una distancia media de 149,490,000 Kilómetros de la tierra (93,000,000 millas).

La energía solar procede de una complicada reacción nuclear en cadena. Se estima que la materia próxima al centro del sol tiene una temperatura de quince millones de grados absolutos y una densidad de  $130 \text{ g/cm}^3$ , y la presión se halla en la proximidad de los mil millones de atmósferas; bajo estas condiciones extremas son frecuen

tes las colisiones entre átomos; muchos núcleos son desprovistos de sus capas protectoras de electrones creando las condiciones propicias para la producción de reacciones nucleares.

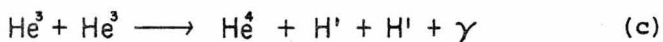
El sol obtiene su energía por la reacción de fusión del hidrógeno en helio. La transmutación básica implica la combinación de cuatro protones con la intervención de elementos (principalmente carbono), que actúan como catalizadores formándose núcleos de helio. El proceso comienza con la colisión de dos protones ( $H^1$ ) para formar un núcleo de hidrógeno pesado ( $H^2$ ) junto con un positrón ( $e^+$ ) y un neutrino ( $\nu$ ). La reacción nuclear inicial es:



posteriormente el núcleo  $H^2$  choca con otro protón para formar un isótopo ligero de helio y un rayo gama:



La última reacción es la colisión de dos de los núcleos recién creados para producir un núcleo de helio ordinario más dos protones y otro rayo gama:



Un total de seis protones entraron en la creación de dos núcleos  $He^3$  pero al final recuperamos dos protones, de modo que la transmutación nuclear neta es:



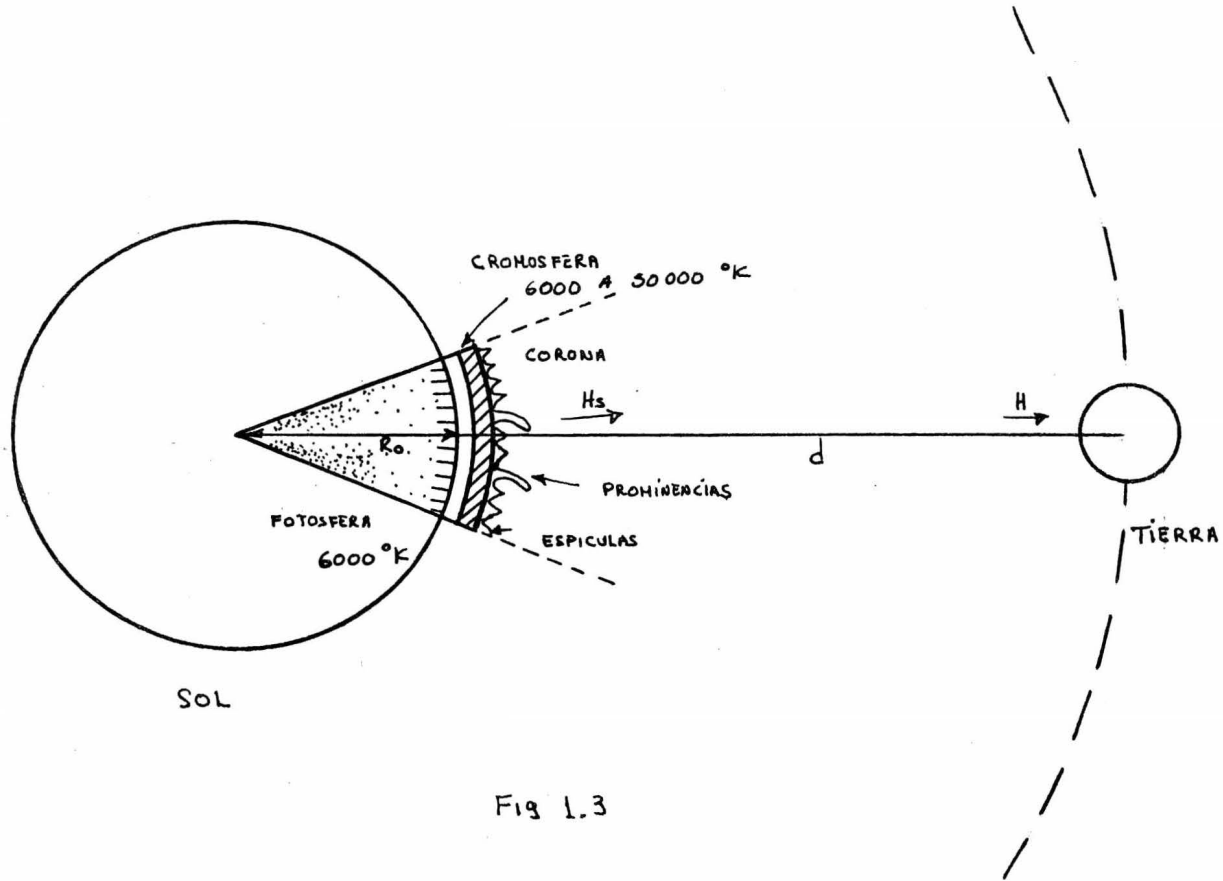


Fig 1.3



El positrón creado en la ecuación (a) es en realidad un antielectrón que es rápidamente atraído por un electrón negativo ordinario y los dos se aniquilan entre sí de acuerdo a la siguiente reacción:



Liberando todavía más energía en forma de radiación gama.

En esta reacción hallamos que el núcleo de helio pesa menos que el peso combinado de los cuatro protones originales y, que esta pérdida reaparece como energía de acuerdo con la ecuación de EINSTEIN:

$$E = mc^2 = (4.7 \times 10^{26} \text{g}) (3 \times 10^{10} \frac{\text{cm}}{\text{seg}})^2 = 4.2 \times 10^5 \text{ erg.}$$

Cada segundo el sol convierte 657 millones de toneladas de hidrógeno en 653 millones de toneladas de helio; los restantes cuatro millones de toneladas de masa son -descargadas al espacio en forma de energía. La tierra -recibe solamente una dos mil millonésima de aquella cantidad.

Un cálculo sencillo de la enorme emanación de energía del sol puede realizarse basándonos en la constante solar (H), que es el valor medido de la fuerza solar que cae sobre la tierra cuando el sol se encuentra a su distancia promedio  $H = 2 \frac{\text{cal}}{\text{min cm}^2}$  este valor ha sido cuidadosamente corregido de la absorción atmosférica de suerte que se refiere a la radiación no atenuada tal como llega a la -parte superior de la atmósfera de la tierra.

De la fig. 1.3 vemos que la energía solar es emitida desde una superficie que tiene una área de  $4\pi R_0^2$ . Cuando esta energía llega a la tierra, ésta se ha dispersado sobre una esfera mayor que  $4\pi d^2$  en consecuencia la densidad de la energía se ha reducido por el factor  $\frac{R_0^2}{d^2}$ , se deduce entonces que la fuerza por unidad de área en la superficie solar tiene que ser:

$$H_s = H \left( \frac{d}{R_0} \right)^2$$

y como la distancia de la tierra al sol es aproximadamente 150 millones de kilómetros, y su radio  $R_0$  es de 696 000 Km. entonces tenemos que:

$$H_s = 2 (215)^2 = 9.25 \cdot 10^4 \frac{\text{cal}}{\text{cm}^2 \cdot \text{min}} = 1541 \frac{\text{cal}}{\text{cm}^2 \cdot \text{seg}}$$

y multiplicando por el área total del sol ( $6.06 \times 10^{22} \text{ cm}^2$ ) tenemos que la emisión solar es de  $9.34 \times 10^{25} \frac{\text{cal.}}{\text{seg.}}$

$$\text{ó } 3.90 \times 10^{23} \text{ Kw.}$$

La energía en forma de rayos gama que se desprende de la fusión cruzan las capas exteriores en su largo viaje a la superficie del sol; así en sucesivas interacciones, pierden energía y, en consecuencia aumentan su longitud de onda. De esta manera un rayo se puede transformar en un rayo x, en un rayo ultravioleta ó en un rayo de luz visible y radiación infrarroja inmediata a la superficie solar o fotosfera. Así es la radiación más bien que la conducción o la convección

la que produce en gran medida el acarreo a la energía desde el horno nuclear a la superficie donde puede ser radiada al espacio. Estas ondas electromagnéticas se propagan a una velocidad de 300 000 Km/seg. Todas ellas viajan a la misma velocidad diferenciándose por su longitud de onda, que va desde las ondas de radio de gran longitud, pasando por el infrarrojo (rayos calóricos) y los diversos colores del espectro visible, hasta la radiación ultravioleta de corta longitud de onda. Una parte considerable de la radiación interceptada por la tierra es reflejada de nuevo, hacia el espacio exterior, debido principalmente a la capa superior de las nubes; además, la superficie de la tierra está protegida de los rayos ultravioletas procedentes del sol por una fina capa de ozono que la rodea, situada a unos 25 Km. de altura. Esta barrera es de suma importancia ya que sin ella los seres humanos morirían a causa de las quemaduras que les producirían los rayos del sol. Entre los 100 y los 160 Km. se encuentra una segunda barrera, la ionósfera que refleja las ondas de radio de mayor longitud de onda.

El porcentaje total de la radiación absorbida por la tierra varía del 30 al 50% de la cantidad interceptada; y la tierra sólo intercepta el 0.000 000 000 5% de la radiación emitida por el sol.

La intensidad de la radiación solar que llega a la superficie de la tierra se reduce por varios factores variables ,

entre ellos, la absorción de radiación en intervalos de longitudes de onda específicas, por los gases de la atmósfera, dióxido de carbono, oxono y otros, y por el vapor de agua, por difusión atmosférica de la radiación por partículas de polvo, moléculas y gotitas de agua, por reflexión en las nubes y por la inclinación del plano que recibe la radiación respecto a la posición normal a la radiación. La intensidad de la radiación solar medida en la superficie de la tierra varía desde  $1.6 \frac{\text{cal}}{\text{min. cm}^2}$  a cero. Por tanto, nuestro planeta recibe un promedio de 5.6 Kwh de energía solar por  $\text{m}^2$  al día, en nuestro país esta cifra es desde luego mayor y es ligeramente superior a 6 Kwh por  $\text{m}^2$  diarios. En los últimos 60 años los intentos de utilizar la energía solar han sido numerosos pero aún no se consigue una utilización efectiva.

Es probable que al principio nos impresionemos por las grandes cantidades de energía solar que están disponibles sobre la tierra, sin embargo, su naturaleza evasiva no tardará en desilusionarnos. Cada fracción de energía parece contar con mil vías de escape por las que puede escabullirse antes de que nos la apropiemos; y para que sea útil después de capturada generalmente es necesario almacenarla. Además, para prestar servicios la energía solar debe estar concentrada; porque aunque la luz del sol nos parezca muy caliente, su contenido energético no es necesariamente tan denso como el de la mayoría de nuestras otras fuentes de aprovisionamiento.

La utilización de la energía solar ha alcanzado un alto grado de sofisticación en las aplicaciones científicas modernas con la producción de electricidad a partir de baterías solares que se emplean para accionar los equipos de investigación espacial. Otros posibles usos de la energía solar son: refrigeración, calentamiento de agua, destilación, evaporación, hornos solares, en secado, calentadores de aire, etc. El uso de energía solar en la mayor parte de las aplicaciones depende de consideraciones económicas y hasta que el costo de realizar una operación con energía solar no pueda competir con el de otras fuentes energéticas, sus aplicaciones serán limitadas.

## C A P I T U L O II

### PRINCIPIOS DE LOS CALENTADORES SOLARES DE AIRE

Los intentos de utilizar la energía solar se remontan a muchos años atrás; desde los tiempos de los antiguos griegos esta energía fue utilizada al prender fuego a las naves romanas concentrando la radiación solar con múltiples espejos planos. La evaporación de salmueras al sol para la extracción de sales ha sido práctica común durante siglos.

Actualmente la utilización de la energía solar se basa fundamentalmente en la concentración de la luz solar.

Hay dos tipos principales de colectores solares a saber: los colectores solares focales ó concentradores, y los colectores solares de placa plana. Los primeros consisten en superficies de reflexión curvas o planas múltiples, o lentes, para concentrar la radiación directa sobre un receptor ennegrecido de área relativamente pequeña; obteniéndose así un alto flujo de energía en el receptor, consiguiéndose así temperaturas más altas de las que se podrían obtener con colectores de placa plana; llegando a ser de gran importancia sólo cuando la temperatura a la cual el calor deseado es mayor de 150°F por encima de la temperatura del aire ambiente. - Este tipo de colectores no será considerado en este trabajo ya que las temperaturas que deseamos son alcanzadas por co-

lectores de placa plana.

Los colectores solares de placa plana tienen un enorme potencial de aplicación en muchos aspectos de calentamiento, incluyendo el calentamiento de agua para uso doméstico. Con dichos calentadores cuya construcción es muy simple es posible producir calor a temperaturas cercanas al punto de ebullición con poca dificultad. Un cuidado en la selección de los materiales de construcción y de los métodos de fabricación son esenciales si se quiere conservar un nivel suficientemente bajo para hacer el calentamiento solar atractivo económicamente.

Un calentador solar de placa plana consiste generalmente de: una superficie absorbente ennegrecida con objeto de absorber la radiación solar, de un sistema de aislamiento abajo de la superficie absorbente con objeto de evitar pérdidas de calor del sistema, arriba de la superficie absorbente se colocan una ó más cubiertas de algún material transparente a la radiación solar. El diseño puede realizarse para hacer pasar aire, agua u otros fluídos a través del sistema.

SUPERFICIE ABSORBENTE ENNEGRECIDA. Básicamente las superficies utilizadas en los colectores solares se pueden clasificar en dos tipos; las superficies ennegrecidas que aprovechan las propiedades del cuerpo negro y las superficies selectivas.

PRINCIPIOS BASICOS. El funcionamiento de la placa de -

absorción se rige por cuatro leyes físicas a saber: Stephan-Boltzman, Kirch-hoff, Planck y Wien.

a) Ecuación de Stephan-Boltzman. Una superficie negra ideal es aquella, que calentada a una temperatura  $T$ , emite radiación térmica  $q_r$  (por unidad de área) la cual se rige por la siguiente expresión:

$$q_r = \sigma T^4 \quad (2.1)$$

donde  $\sigma$  = constante de Stephan-Boltzman =  $0.172 \cdot 10^{-8} \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°R}^4}$

$T$  = temperatura absoluta °R

$q_r$  = energía emisiva

Ninguna superficie puede emitir más energía a la temperatura  $T$  que esta cantidad. La mayoría de las superficies emiten menos y la ecuación (2.1) resulta:  $q_r = E \sigma T^4$  (2.2) donde  $E < 1$  y es denominada la emisividad térmica.

b) Ley de Kirchhoff. La emisividad monocromática y absorbitividad monocromática son iguales para la radiación a una longitud de onda dada, es decir:  $E_\lambda = \alpha_\lambda$  (2.3)

donde  $\alpha_\lambda$  = absorbitividad a la longitud de onda

$E_\lambda$  = emisividad monocromática

Y para cualquier superficie, la suma de la absorbitividad  $\alpha_\lambda$ , la transmitancia  $T_\lambda$  y la reflectividad  $r_\lambda$  debe ser la unidad. Por lo tanto para un material no transparente  $\alpha_\lambda + r_\lambda = 1$  donde  $r_\lambda$  = reflectividad por radiación a la longitud de onda  $\lambda$ .

Por lo que podemos escribir:

$$E_\lambda = \alpha_\lambda = 1 - r_\lambda \quad (2.4)$$



Esta ecuación es útil para calcular la emisividad ó la absorbitividad midiendo la reflectividad a una longitud de onda dada. También es importante en el cálculo del intercambio de radiación entre las superficies.

Debido a que cada superficie emisora es también un absorbedor ya que recibe radiación de sus alrededores; la pérdida por radiación es escrita entonces:  $q_r = Ee \sigma (T^4 - T_s^4)$  (2.5)

donde  $T_s$  = temperatura de los alrededores

$Ee$  = emisividad efectiva

c) Ley de Planck. La emisión del cuerpo negro de la ecuación (4.1) cubre unos límites extensos de longitudes de onda, siendo la distribución espectral de la energía gobernada por la ecuación de Planck

$$q_\lambda = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \quad (2.6)$$

donde  $q_\lambda$  = es la energía de emisión monocromática a una longitud de onda dada,

$C_1$  y  $C_2$  = constantes

Y si el cuerpo no es negro la ecuación se convierte en:

$$q_\lambda = E_\lambda \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \quad (2.7)$$

d) Ley de Wien. Graficando la expresión (2.6) se obtiene una curva con un máximo a  $\lambda_{\text{máx}}$ , dada por la fórmula de Wien:

$$\lambda_{\text{máx}} = \frac{2898}{T} \quad (2.8)$$

dada  $\lambda$  = en micrones

$T$  = °K

La ecuación (2.8) es importante ya que demuestra la diferencia primordial entre la radiación solar y la radiación

terrestre. Ya que las longitudes de onda emitidas por la radiación solar son menores que las longitudes de onda emitidas por la radiación terrestre.

Así pues se pueden diseñar materiales de manera que cambien en sus características de reflexión, absorción o transmisión entre longitudes de onda arriba de los dos micrones ó sea en el nivel térmico y en longitudes de onda abajo de los 2 micrones, es decir en el nivel solar; entonces es posible atrapar la energía solar; es decir, coleccionar la energía solar por absorción para reducir las pérdidas térmicas; tales materiales ó superficies son llamadas superficies selectivas - (aunque estrictamente hablando, cualquier superficie cuyas propiedades ópticas varíen con la longitud de onda pueden ser - llamadas selectivas). Debemos hacer notar que los metales en general tienen bajas emisividades y que las superficies lisas ó pulidas tienen las más bajas emisividades, así pues la plata pulida, el oro y el cobre tienen emisividades a temperatura ambiente de aproximadamente 0.02, lámina metálica de (brillo) aluminio 0.03 y 0.05, placas de (brillo) nickel de 0.06. De cualquier modo si la superficie está oxidada ó no muy pulida, la emisividad puede elevarse considerablemente.

Tipos de superficies selectivas. Dentro de las llamadas superficies selectivas podemos hacer una clasificación en dos grupos: las superficies selectivas negras y las superficies selectivas frías. Las primeras son aquellas superficies que

tienen una alta absorbitividad y una emisividad baja; siendo éstas muy utilizadas en refrigeración solar. Las superficies selectivas son aquellas que tienen una alta emisividad y una absorbitividad baja, ya que la mayoría de los no metales tienen emisividades al nivel de 0.85 a 0.95. Un selectivo frío es cualquier superficie no metálica pintada de blanco. Sin embargo, las superficies selectivas sólo son necesarias cuando se requieren temperaturas altas. En el caso de los calentadores de aire éstas se pueden utilizar para el acondicionamiento de aire pero ya que su uso es poco frecuente debido a la dificultad de producirlas y a su elevado costo además ya que las temperaturas que vamos a usar son bajas le dedicaremos mayor atención a las superficies metálicas pintadas de negro.

Un método de elevar la absorbitividad aproximadamente a la unidad (para superficies lisas es decir superficies no difusas) consiste en realizar corrugaciones en serie en forma de "V" a la placa colectora de metal ennegrecido, de tal manera que cualquier rayo de luz incidente sufrirá más de una reflexión antes de salir de la "V" dependiendo del ángulo de ésta. Así tenemos que para ondulaciones en "V" de 90° los rayos paralelos al eje vertical central sufren dos reflexiones antes de salir de la "V"; y para ondulaciones a 60° los rayos paralelos al eje vertical central sufren tres reflexiones, dos reflexiones para los rayos inclinados a  $\pm 30^\circ$  al eje central, y para ángulos más grandes al eje central sufrirá -

sólo una reflexión como se muestra en la fig. (2.1).

La absorbitividad aumenta debido al incremento del número de las reflexiones. Ya que un rayo incidente que entra a una "V" sufre  $n$  reflexiones antes de salir, la intensidad de salida será  $r^n$ ; y como la absorbitividad está dada por la siguiente expresión:  $Q = 1 - r$  y sustituyendo  $r$  por  $r^n$  entonces tenemos que la absorbitividad efectiva resulta ser:

$$Q_E = 1 - r^n = 1 - (1 - Q)^n \quad (2.9)$$

Ya que  $Q$  y  $r$  dependen del ángulo de incidencia y de la longitud de onda dada,  $Q_E$  deberá ser calculada para cada ángulo y longitud de onda separadamente y el efecto total será determinado utilizando valores promedios de  $Q$  y  $r$ . Por lo tanto una superficie en "V" de absorbitividad moderada da una alta absorbitividad efectiva.

En el caso de ondulaciones del tipo "arco gótico" éstas aseguran dos reflexiones para un rayo a cualquier ángulo de incidencia como se demuestra en la fig. 2.1 por lo que la absorbitividad efectiva resulta ser:  $Q_E = 1 - (1 - Q)^2$  por tanto la emisividad será:  $Q = E$

Para un cuerpo negro

$$E_E = 1 - (1 - E^2) = 2E - E^2 \quad (2.10)$$

Debido a la geometría del "arco gótico" hace más eficiente la absorbitividad y emisividad.

En la práctica se ha encontrado que las corrugaciones en "V" proporcionan mayor área mejorando la transferencia de ca

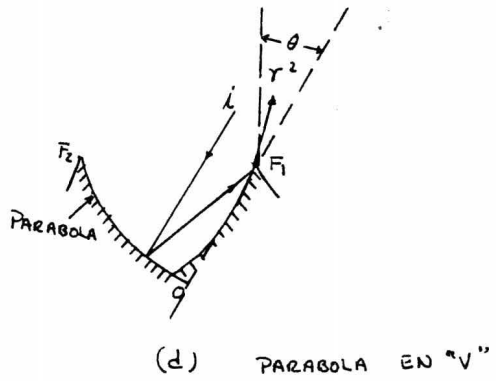
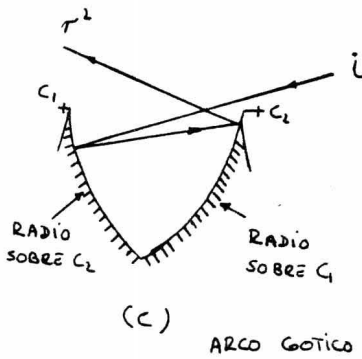
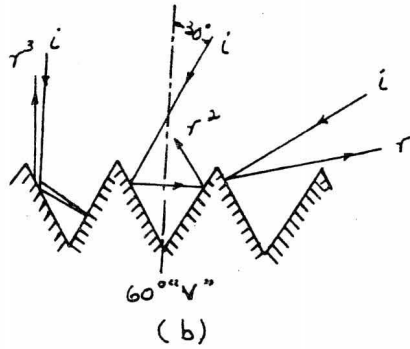
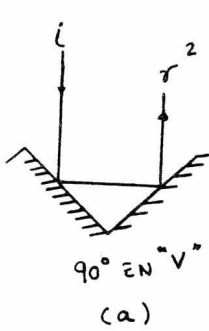


Fig. 2.1

VARIACION DE LA REFLEXION DE LA LUZ CON RESPECTO A LA GEOMETRIA DE LA PLACA ABSORBENTE.

lor en convección forzada; se ha encontrado que para convección natural las corrugaciones no aumentan apreciablemente la transferencia de calor.

LA CUBIERTA TRANSPARENTE. El calentamiento de superficies negras por los rayos del sol se incrementa al usar cubiertas transparentes. La función de estas cubiertas transparentes es idéntica a la de un invernadero. O sea, permite el paso a la radiación solar y no permite salir a la radiación térmica; provocando de esta manera un aumento en la temperatura del interior del sistema

Entre los materiales más usados para este propósito se encuentra el vidrio, aunque hoy en día se han encontrado materiales de plástico capaces de funcionar como cubiertas. La cubierta transparente de vidrio tiene la ventaja de ser substancialmente transparente al espectro solar pero opaco arriba de 2.5 micrones. Ahora bien si el vidrio fuera un reflector para la radiación térmica entonces éste constituiría una verdadera trampa solar ya que reflejaría a la placa colectora el calor radiado por ésta.

Las principales propiedades de los materiales de las cubiertas transparentes son:

- a) El índice de refracción, el cual determina las pérdidas por reflexión de la cubierta ( $n'$ )
- b) El coeficiente de extinción, el cual determina las pérdidas de absorción en la cubierta ( $K$ )

c) La transmitancia ( $T$ ) la cual depende de la reflexión en la superficie y de la absorción interna en el vidrio, y éstas dependen del ángulo de incidencia del rayo.

Se ha confirmado experimentalmente que la transmitancia para la radiación solar de una cubierta transparente puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$T = e^{-KL} \frac{(1-r)}{(1+r)} \quad (2.11)$$

Donde:

$L$  = longitud de la trayectoria de los rayos de la luz que pasan a través del material, ( $L$  es igual al espesor del material solo a incidencia normal).

$K$  = coeficiente de extinción del material para la radiación solar. A los vidrios con un coeficiente de extinción entre  $0.2 \text{ (in}^{-1}\text{)}$  son considerados vidrios "buenos" y para los vidrios con un  $0.8 \text{ (pulg}^{-1}\text{)}$  son considerados "malos". ( $K$  se determina por la cantidad de HIERRO en el vidrio, el cual es determinado por el tinte verdoso visto sobre las orillas.

$r$  = es la reflectividad de la superficie fig. (2.2f) y depende del índice de refracción (1.526) para vidrios, (1.45) para "tedlar" película de PVF, (1.33) para agua.

Si  $i_0$  e  $i'_0$  son los ángulos incidente y refractado respectivamente el índice de refracción es:

$$n' = \frac{\text{sen } i_0}{\text{sen } i'_0} \quad (2.12)$$

A incidencia normal:

$$r_0 = \left[ \frac{n' - 1}{n' + 1} \right]^2 \quad (2.13)$$

Y a otros ángulos de incidencia:

$$r = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2 (i_0 - i'_0)}{\sin^2 (i_0 + i'_0)} + \frac{\tan^2 (i_0 - i'_0)}{\tan^2 (i_0 + i'_0)} \right] \quad (2.14)$$

Con la gráfica de la fig. (2.2a) obtenemos el valor  $\frac{r_0}{r}$  para diferentes ángulos de incidencia.

Debido a que el ángulo de incidencia de los rayos solares que caen sobre el colector están cambiando continuamente, es esencial que los valores de los parámetros se vean modificados para los diferentes ángulos de incidencia. Los cálculos se ven simplificados si el valor a incidencia normal es calculado; y luego usando un conjunto de curvas de corrección para determinar sus valores a otros ángulos de incidencia (ver fig. 2.2a-b).

La fig. 2.2 comprende un conjunto de curvas de corrección para calcular todos los parámetros necesarios en el diseño del colector solar.

Uso de dos ó más cubiertas. Se sabe que al usar dos ó más cubiertas se incrementa la eficiencia del colector. Como ya dijimos anteriormente, los materiales más comunes empleados en las cubiertas son: vidrio y plásticos como: el acetato de celulosa, nitrato de celulosa, polietileno claro, y resinas acrílicas, y más recientemente se han empleado cubiertas de fluoruro de polivinilo (PVF); éste último al igual que todos los plásticos tiene el inconveniente de tener grandes pérdidas de calor en comparación con el vidrio debido a que dejan pasar algunas longitudes de onda de la radia



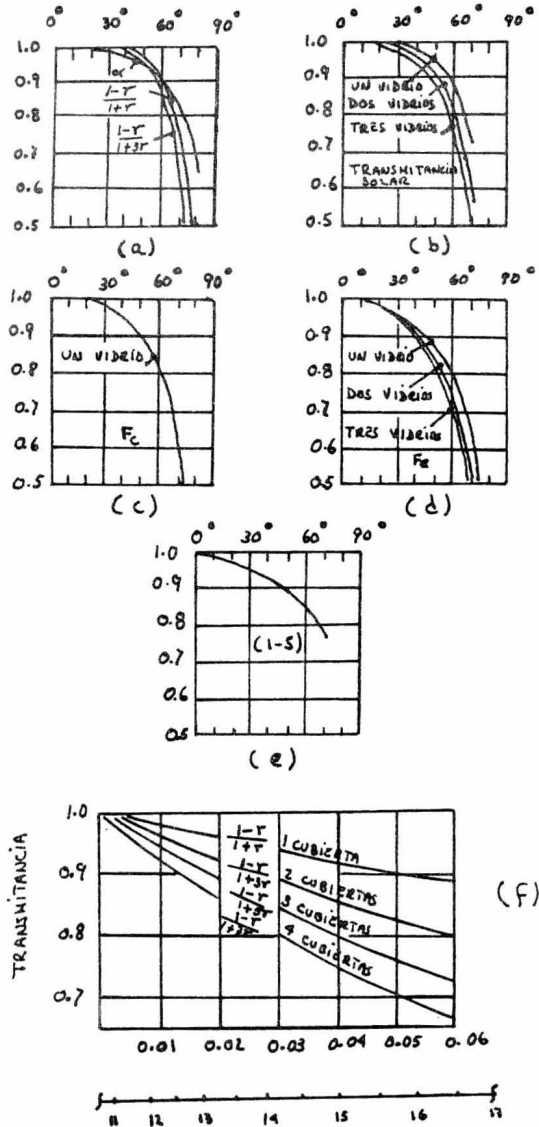


Fig 2.2

EFFECTO DEL ANGULO DE INCIDENCIA EN LAS PROPIEDADES DE LAS CUBIERTAS DEL COLECTOR (figs. a, b, c, d, y e).

TRANSMITANCIA DE LAS CUBIERTAS DEBIDO A LA REFLEXION (fig. f)

ción térmica. Otra de las desventajas de usar plásticos en la parte externa del sistema son los problemas climáticos a que se encuentra sometida como la degradación ultravioleta y la flexión mecánica; es decir el plástico pierde su forma original, por esta razón no hay alternativa mejor que el uso de vidrio en la cubierta externa; quedando restringido el uso de las cubiertas de plástico en el interior donde se rían prácticamente nulos los efectos originados por el medio ambiente.

La selección del número de cubiertas depende de diversos factores y está determinada por el incremento en la temperatura que se quiere obtener. (Ver tabla 2.1).

Cálculo de la transmitancia en multicapas. La transmitancia de un sistema de n cubiertas con el mismo índice de refracción puede ser calculada a partir de la siguiente expresión:

$$T_{1,2,\dots,n} = e^{-(K_1 L_1 + K_2 L_2 + \dots + K_n L_n)} \left[ \frac{1-r}{1+(2n-1)r} \right] \quad (2.15)$$

El cálculo de la transmitancia utilizando dos ó más cubiertas de diferentes materiales está dada por:

Transmitancia de un sistema de:

dos cubiertas  $T_{1,2} = (1.006) T_1 T_2 \quad (2.16 a)$

tres cubiertas  $T_{1,2,3} = (1.018) T_1 T_2 T_3 \quad (2.16 b)$

cuatro cubiertas  $T_{1,2,3,4} = (1.035) T_1 T_2 T_3 T_4 \quad (2.16 c)$

Donde las constantes de cada ecuación están calculadas debido a las múltiples reflexiones entre las cubiertas; don

de  $T_1, T_2, T_3$ , y  $T_4$  son la transmitancia respectiva de las cubiertas individuales calculadas de acuerdo a la siguiente expresión:

$$T = e^{-kL} \frac{(1 - r)}{(1 + r)}$$

Cuando una placa de absorción ennegrecida de absorbitividad  $\alpha$  está colocada bajo las cubiertas transparentes, una fracción  $F_c$  de la radiación solar incidente es absorbida.

El cálculo de  $F_c$  se hace mediante el uso de las siguientes ecuaciones:

Fracción absorbida para:

Una cubierta  $F_c = (1.008) T \alpha$  (2.17 a)

Dos cubiertas  $F_c = (1.012) T_1 T_2 \alpha$  (2.17 b)

Tres cubiertas  $F_c = (1.025) T_1 T_2 T_3 \alpha$  (2.17 c)

Cuatro cubiertas  $F_c = (1.05) T_1 T_2 T_3 T_4 \alpha$  (2.17 d)

Efecto del ángulo de incidencia. Debido a que las transmitancias individuales y la absorbitividad solar decrecen cuando el ángulo de incidencia se incrementa; las ecuaciones anteriores deberían ser calculadas para un determinado rango de ángulos de incidencia. Pero resulta más práctico y con buena aproximación calcular los valores a incidencia normal y usar las curvas de corrección fig. (2.2c) para otros ángulos de incidencia.

Otro factor importante para el diseño de un colector solar es el factor llamado "producto transmitividad-absorbitividad efectiva". "Fe". El cual comprende la fracción de la

radiación solar incidente que es directamente transmitida por la cubierta transparente y absorbida por la placa ennegrecida del colector y la radiación que es absorbida por las cubiertas transparentes. Esta radiación absorbida por las cubiertas origina una ligera elevación en la temperatura, y esta energía sirve para reducir las pérdidas de calor hacia arriba del sistema.

El valor cuantitativo de  $F_e$  es evaluado por:

$$F_e = F_c + a_1 (1 - e^{-k_1 L_1}) + a_2 T_1 (1 - e^{-k_2 L_2}) + a_3 T_1 T_2 (1 - e^{-k_3 L_3}) + \dots \quad (2.18)$$

Donde las constantes "a" están dadas en la tabla (2.2), y los subíndices 1, 2, 3 etc. se refieren a la primera (externa), segunda, tercera, etc. cubiertas transparentes. La tabla (2.3) presenta la razón de  $F_e/F_c$  para el caso de colectores con cubiertas de 1/8 inch. y con absorbitividad  $Q = 0.95$  y  $Q = 0.90$ . En el caso de otros materiales de otros espesores se usa la fig. (2.3b); como antes los cálculos para el producto de la transmitividad-absorbitividad efectiva se realizan a incidencia normal y las correcciones para otros ángulos de incidencia son obtenidos de la fig. (2.2d).

Efecto del ensuciamiento de los vidrios. Las cubiertas de los colectores que dan la impresión a simple vista de estar extremadamente sucias después de semanas de operación - en climas lluviosos, y en áreas altamente industrializadas; se ha encontrado que transmiten sólo un 4% menos que cuando están limpias, por lo tanto se considera un 2% de pérdidas

debidas a ensuciamiento sobre los vidrios, y el factor de pérdidas por ensuciamiento (1-D) es considerado de un valor de 0.98.

Efecto de sombreado. Cuando el sol no está a incidencia normal del colector, algunas de las paredes laterales que soportan a las cubiertas transparentes crean sombras sobre parte de la placa absorbadora, mientras que las opuestas reflejan parcialmente radiaciones sobre la otra parte de la placa; por lo cual las paredes del calentador deben estar pintadas de blanco en su parte interior y de negro en su parte exterior. Cálculos experimentales han demostrado que las pérdidas de calor por efecto del sombreado serán de alrededor del 3% del calor absorbido por la placa colectora.

El sombreado debido a los soportes de los vidrios debe ser tomado en cuenta en el balance de calor total del colector; por lo cual el área neta de las cubiertas transparentes es de un 2 a un 4% más pequeña que el área de la placa absorbente. Para propósitos de diseño el factor de corrección por sombreado (1-S) es recomendado igual a 0.97 y para algún ángulo de incidencia específico ver la fig. (2.2e).

Orientación del colector. Con objeto de mejorar el funcionamiento del sistema la cara frontal del aparato debe estar dirigida hacia el ecuador; es decir los paneles deben estar convenientemente orientados respecto al sol, queremos

COEFICIENTES DE PERDIDAS DE CALOR PARA COLECTORES DE PLACA PLANA

Fig 2.3 a

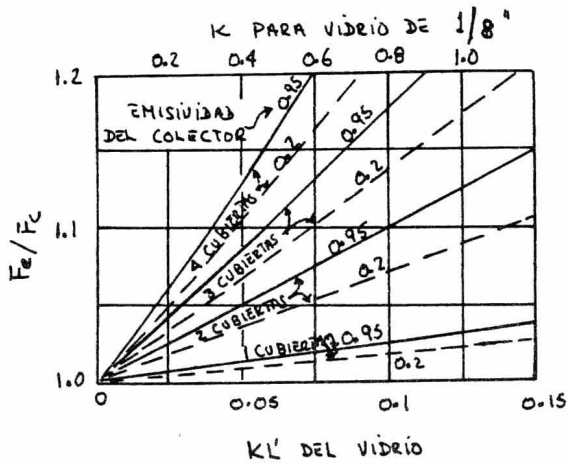
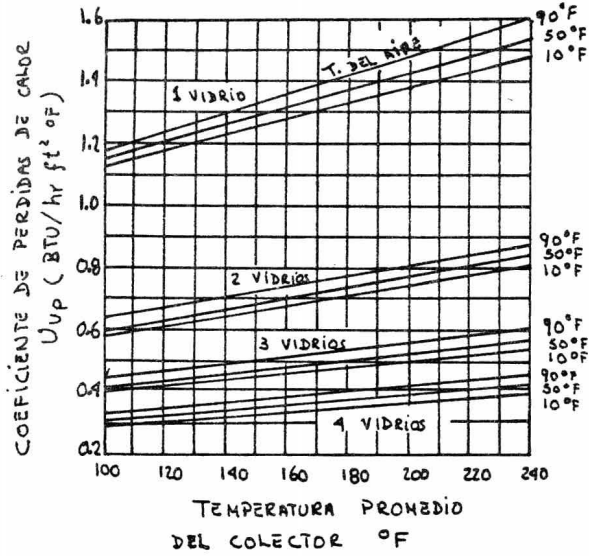


Fig 2.3 b

RELACION DE  $F_e/F_c$

decir que éstos deberán orientarse al Sur en el hemisferio Norte y al Norte en el hemisferio Sur; además, la pendiente adoptada influye considerablemente sobre el rendimiento.

Esta pendiente ó inclinación del sistema varía de acuerdo a la latitud local y a la estación del año. La pendiente se considera aproximadamente igual a la latitud en invierno. Una manera más precisa de calcular el ángulo de inclinación del calentador es a partir de la siguiente relación:

$$\cos \theta_t = \cos(L - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(L - \beta) \sin \delta \quad (2.19)$$

Donde:

$\theta_t$  = ángulo de los rayos incidentes con respecto a la normal para una superficie inclinada (en grados).

$L$  = la latitud en grados

$\beta$  = ángulo de inclinación del colector medido a partir de la horizontal en grados.

$\delta$  = declinación solar, en grados.

$\omega$  = ángulo horario en radianes.

El ángulo horario es el ángulo formado entre el meridiano que pasa a través del sol y el meridiano que pasa a través del lugar considerado. Cada hora es igual a quince grados - del ángulo horal.

Si la superficie es horizontal es decir  $\beta = 0^\circ$  entonces la ecuación queda:  $\cos \theta_h = \cos L \cos \delta \cos \omega + \sin L \sin \delta \quad (2.20)$

Para que el sistema opere eficientemente se recomienda ajustar  $\beta$  (ángulo de inclinación del colector), hasta que

los rayos incidentes lleguen a la superficie inclinada paralelos ó casi paralelos a la normal. Este ajuste se hace mediante el cálculo de un factor de orientación  $R_D$  el cual se calcula por la siguiente expresión:  $R_D = \frac{H_o t}{H_o h}$  (2.21)

Y cuando este factor sea máximo para una latitud y mes del año dado el aparato se inclina al óptimo ángulo  $\beta$ . Es decir, a este ángulo óptimo el colector recibe la máxima radiación posible para las condiciones locales consideradas.

El cálculo de  $H_o h$  se hace integrando la ecuación (2.22) con respecto al tiempo para obtener la energía total radiante incidente sobre una superficie horizontal a un intervalo de tiempo.

$$I_o = r I_{sc} \cos \theta \frac{d\theta}{d\theta} \quad (2.22)$$

Donde:

$I_o$  = la intensidad de la radiación solar incidente sobre una superficie  $\frac{BTU}{hr-ft^2}$

$$I_{sc} = H = \text{constante solar} = 442 \frac{BTU}{hr-ft^2} = \frac{2 \text{ cal}}{cm^2 \text{ min}}$$

$$r = \frac{\text{distancia media entre la tierra y el sol}}{\text{distancia actual entre la tierra y el sol}}$$

$\theta$  = es el ángulo de incidencia de los rayos del sol

$$\begin{aligned} H_o h &= \int_{-\omega_s}^{\omega_s} I_o d\left(\frac{24}{2\pi}\omega\right) = \frac{24}{2\pi} r I_{sc} \int_{-\omega_s}^{\omega_s} (\cos L \cos \delta \cos \omega + \text{sen} L \text{sen} \delta) d\omega = \\ &= \frac{24}{\pi} r I_{sc} (\cos L \cos \delta \text{sen} \omega_s + \omega_s \text{sen} L \text{sen} \delta) \quad (2.23) \end{aligned}$$

los límites de integración son  $\pm \omega_s$  el cual es el ángulo horario de la puesta del sol; es decir, el ángulo horal al cual



el sol se oculta en el horizonte.

El cálculo de  $W_s$  se hace igualando a cero la siguiente expresión:  $\cos \theta_h = \cos L \cos \delta \cos \omega + \sin L \sin \delta$

lo cual dá

$$\cos \omega_s = -\tan L \tan \delta \quad (2.24)$$

De la misma manera se puede calcular la radiación incidente total sobre una superficie inclinada un ángulo  $\beta$  está dada por:

$$H_{ot} = \frac{24}{\pi} r I_{sc} \left[ \cos(L-\beta) \cos \delta \sin \omega_s + \omega_s \sin(L-\beta) \sin \delta \right] \quad \text{si } \omega_s \leq \omega'_s$$

$$H_{ot} = \frac{24}{\pi} r I_{sc} \left[ \cos(L-\beta) \cos \delta \sin \omega_s + \omega'_s \sin(L-\beta) \sin \delta \right] \quad \text{si } \omega'_s = \omega_s$$

Donde  $\omega'_s$  se obtiene de:

$$\cos \omega'_s = -\tan(L-\beta) \tan \delta$$

Y finalmente:

$$R_D = \frac{H_{ot}}{H_o h} = \frac{\cos(L-\beta) \sin \omega_s - \omega_s \cos \omega'_s}{\cos L \sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s} \quad \text{si } \omega_s \leq \omega'_s$$

$$R_D = \frac{\cos(L-\beta) \sin \omega'_s - \omega'_s \cos \omega_s}{\cos L \sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s} \quad \text{si } \omega'_s \leq \omega_s$$

En base a este factor de orientación se construyó la tabla (2.4) donde  $N = \frac{2\omega_s}{15^\circ}$  y es el número total de horas existente entre la salida y la puesta del sol, la cual es válida para las condiciones de México.

Aislamiento del sistema. Las pérdidas térmicas que ocurren en los colectores de calor solar por los procesos comunes de transferencia de calor, (se producen debido a que la placa absorbente ennegrecida en el colector es más caliente que los alrededores).

Estas pérdidas de calor ocurren hacia arriba a través de las cubiertas transparentes, a los lados a través de las paredes laterales y hacia abajo a través del fondo del colector. Las pérdidas hacia arriba se reducen usando las cubiertas transparentes siendo más recomendable dos cubiertas de vidrio, dado que las cubiertas de plástico transmiten algo de longitud de onda por radiación o bien una combinación de dos cubiertas (vidrio-plástico); quedando restringido el plástico para la cubierta interior. Debido a que el incremento del espesor del vidrio tiene un efecto despreciable en la transferencia de calor en cuanto a pérdidas; entonces el espesor se selecciona de acuerdo a la transmitancia deseada. Las pérdidas a los lados y a través del fondo del colector se reducen mediante el uso de un buen aislamiento; generalmente se usa para este fin lámina mineral, hojas de aluminio, madero ó espacios de aire muerto. El espesor recomendado de aislamiento a los lados es de una pulgada y generalmente se recomienda que sea por lo menos de la mitad del espesor del aislante del fondo y dependiendo del grado de exposición al sol de las orillas de la placa.

El aislamiento térmico bajo la placa absorbente del colector comprenderá generalmente una capa de hojas de aluminio reflectivo sobre un aislamiento de lana mineral de un espesor de 2 a 4 pulgadas. Aislantes similares pueden ser usados.

Finalmente el cuerpo ó caja del colector puede construirse de acero galvanizado, aluminio, fibrocemento, fibra de vidrio ó madera.

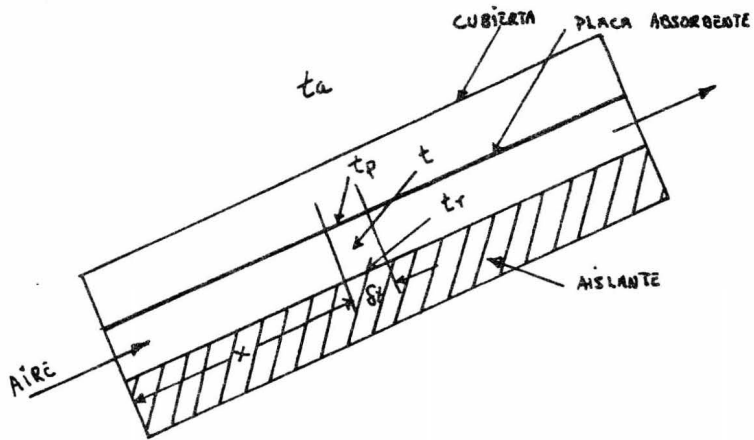
### C A P I T U L O   I I I

#### MODELO MATEMATICO Y BALANCE DE CALOR EN EL DISEÑO

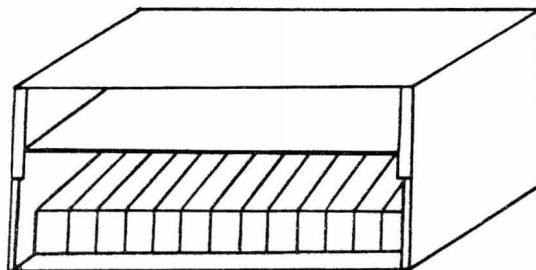
##### DE UN CALENTADOR SOLAR DE AIRE

Con objeto de conocer la cantidad de calor útil colectado en un calentador solar de aire es necesario realizar un análisis de transferencia de calor en dicho sistema. Para ello utilizaremos un calentador solar de aire de diseño convencional - como se muestra en la figura (3.1) de ancho  $B$  y de longitud  $L$ , en donde el aire fluye a lo largo de la longitud de la unidad a una distancia  $x$  de la entrada, siendo  $t$  la temperatura del aire calentado en el punto considerado,  $t_p$  la temperatura de la placa absorbente,  $t_r$  es la temperatura del aislante del fondo y  $t_a$  es la temperatura ambiente del aire. En este diseño-convencional consideramos que el aire que se va a calentar pasa por debajo de la placa absorbente ennegrecida, aunque algunas veces pasa por arriba de la placa y supondremos que no hay pérdidas de calor por el fondo y los costados con el objeto de simplificar el tratamiento matemático.

Debido a la dificultad de medir  $t_p$  y  $t_r$  se realizará el balance en términos de  $t_a$  y  $t$ , ya que prácticamente resultan más fáciles de medir, por lo tanto es recomendable expresar el desarrollo matemático de un calentador solar en términos de estas dos. Para ello los balances de calor se realizan sobre -



VISTA LATERAL



SECCION TRANSVERSAL

Fig 3.1

CALENTADOR SOLAR DE AIRE DE DISEÑO  
CONVENCIONAL

la placa absorbente y sobre la superficie del aislante; y combinándolos es posible eliminar estas dos temperaturas desconocidas ( $t_p$  y  $t_r$ ). Este análisis de calor nos lleva a una ecuación para calcular el calor útil colectado en términos de los parámetros de diseño del calentador y de la energía solar incidente.

Los balances de calor están dados por las ecuaciones 3.1, 3.2, y 3.3.

1) Balance de calor sobre la placa absorbente:

$$I_f (B \delta x) = U_L (B \delta x)(t_p - t_a) + h_c (B \delta x)(t_p - t) + h_r E (B \delta x)(t_p - t_r) \quad (3.1)$$

$I_f (B \delta x)$  = radiación solar absorbida por un elemento de placa de ancho  $B$  y de largo  $\delta x$

$U_L (B \delta x)(t_p - t_a)$  = pérdidas de calor hacia arriba de la placa absorbente a través de la cubierta transparente.

$h_c (B \delta x)(t_p - t)$  = flujo de calor dentro de la corriente de aire por convección.

$h_r E (B \delta x)(t_p - t_r)$  = calor radiado hacia abajo de la placa absorbente a la superficie del fondo.

2) Balance de calor sobre la superficie del fondo:

$$h_r E (B \delta x)(t_p - t_r) = h_c' (B \delta x)(t_r - t) \quad (3.2)$$

Radiación neta recibida = flujo de calor dentro de la corriente de aire por convección desde la superficie del fondo.

3) Balance de calor sobre un elemento de corriente de aire:

$$W_c \frac{dt}{dx} \delta x = h_c (B \delta x)(t_p - t) + h_c' (B \delta x)(t_r - t) \quad (3.3)$$

$Wc_p \frac{dt}{dx} \delta x =$  aumento de la entalpia del flujo de aire al pasar a través del elemento de longitud.

$h_c(B \delta x)(t_p - t) =$  flujo de calor dentro de la corriente de aire desde la placa absorbente hacia abajo.

$h'_c(B \delta x)(t_r - t) =$  flujo de calor dentro de la corriente de aire desde la superficie del fondo hacia arriba.

Las ecuaciones 3.1 y 3.2 pueden ser usadas para eliminar las temperaturas desconocidas  $t_p$  y  $t_r$  de manera que, despejando  $t_r$  de la ecuación 3.2 queda:

$$h_r E t_p - h_r E t_r = h'_c t_r - h'_c t$$

$$t_r (h'_c + h_r E) = h_r E t_p + h'_c t$$

$$t_r = \left( \frac{h_r E}{h'_c + h_r E} \right) t_p + \left( \frac{h'_c}{h'_c + h_r E} \right) t$$

Y definiendo:

$$\gamma = \frac{h_r E}{h'_c + h_r E} \quad \text{y} \quad \Omega = \frac{h'_c}{h'_c + h_r E}$$

Entonces  $t_r$  queda:

$$t_r = \gamma t_p + \Omega t \quad (a)$$

La ecuación (3.3) se puede simplificar quedando

$$Z = \frac{Wc_p}{B} \frac{\delta t}{\delta x} = h_c (t_p - t) + h'_c (t_r - t)$$

$$Z = h_c t_p - h_c t + h'_c t_r - h'_c t \quad (b)$$

Y sustituyendo (a) en la ecuación (b)

$$Z = h_c t_p - h_c t - h'_c t + h'_c (\gamma t_p + \Omega t)$$

$$Z = t_p (h_c + h'_c \gamma) + h'_c \Omega t - h_c t - h'_c t \quad (c)$$

rearrreglando la ecuación (3.1) se tiene

$$\bar{I}_f = U_L t_p - U_L t_0 + h_c t_p - h_c t + h_r t_p - h_r E t_r$$

$$\bar{I}_f = t_p (U_L + h_c + h_r E) - t_r (h_r E) - U_L t_0 - h_c t \quad (d)$$

y despejando  $t_p$  de la ecuación (d)

$$t_p = \frac{\bar{I}_f + U_L t_0 + h_c t + t_r (h_r E)}{U_L + h_c + h_r E}$$

sustituyendo el valor de  $t_r$  en esta última ecuación queda:

$$t_p = \frac{\bar{I}_f + U_L t_0 + h_c t + \Omega t h_r E}{U_L + h_c + h_r E - \gamma h_r E}$$

y sustituyendo el valor de  $t_p$  en (c) resulta:

$$Z = (h_c + h'_c \gamma) \left( \frac{\bar{I}_f + U_L t_0 + h_c t + \Omega t h_r E}{U_L + h_c + h_r E - \gamma h_r E} \right) + h'_c \Omega t - h_c t - h'_c t$$

Ahora  $Z$  ya está en función de  $t_a$ ,  $t$  y tiene términos de  $U_L$ ,  $I_f$  y  $h$ .

$$Z = (h_c + h_c' \gamma) \left( \frac{I_f + U_L t_a + t(h_c + \Omega h_r E)}{U_L + h_c + h_r E - \gamma h_r E} \right) + t(h_c' \Omega - h_c - h_c')$$

sustituyendo los valores de  $\gamma$  y  $\Omega$

$$Z = \left( h_c + \frac{h_c' h_r E}{h_c' + h_r E} \right) \left( \frac{I_f + U_L t_a + t \left( h_c + \frac{h_c' h_r E}{h_c' + h_r E} \right)}{U_L + h_c + h_r E - \frac{h_r E}{h_c' + h_r E} h_r E} \right) + t \left( \frac{h_c' h_c'}{h_c' + h_r E} - h_c - h_c' \right)$$

y definiendo el coeficiente efectivo de transferencia de calor "h" entre la placa absorbente y la corriente de aire.

$$h = h_c + \frac{l}{\frac{l}{h_c} + \frac{l}{E h_r}} \quad \text{ó:} \quad h = h_c + \frac{h_c' h_r E}{h_c' + h_r E}$$

sustituyendo el valor de  $h$  en  $Z$  tenemos:

$$Z = \frac{h(I_f + U_L t_a + t h)}{U_L + h_c + h_r E - \frac{h_r E}{h_c' + h_r E} h_r E} - h t$$



y simplificando el denominador de la ecuación anterior queda:

$$\text{denominador} = U_L + h_c + \frac{h_r E h_c' + h_r E h_r E - h_r E h_r E}{h_c' + h_r E}$$

$$= U_L + h_c + \frac{h_r E h_c'}{h_c' + h_r E} = U_L + h$$

$$\therefore Z = h \left( \frac{I_f + U_L t_a + th}{U_L + h} \right) - ht$$

$$Z = \frac{h(I_f + U_L t_a + th) - (U_L + h)ht}{U_L + h}$$

$$= \frac{h(I_f + U_L t_a) + hth - U_L ht - hth}{U_L + h}$$

$$Z = \frac{h}{U_L + h} (I_f + U_L (t_a - t))$$

finalmente como:  $\frac{h}{U_L + h} = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h}}$

$$Z = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h}} \left[ I_f - U_L (t - t_a) \right]$$

por lo que:

$$Z = \frac{Wc_p}{B} \frac{dt}{dx} = \frac{I}{I + \frac{U_L}{h}} \left[ I_f - U_L(t - t_a) \right] \quad (3.4)$$

El término  $\frac{I}{I + \frac{U_L}{h}}$  es conocido como el factor de eficiencia "F" y es de gran importancia en el diseño de los calentadores solares. Es decir, por medio de este factor podemos seleccionar el sistema más apropiado para las condiciones deseadas.

Resolviendo la ecuación diferencial (3.4) con los límites  $x=0$  la temperatura del aire a la entrada es  $t_i$  y para cualquier distancia  $x$  la temperatura será  $t$ .

$$\int_{t_i}^t \frac{dt}{I_f - U_L(t - t_a)} = \int_0^x \frac{F' B}{Wc_p} dx$$

y dividiendo entre  $U_L$  numerador y denominador del primer miembro:

$$\begin{aligned} \int_{t_i}^t \frac{\frac{1}{U_L} dt}{\frac{I_f}{U_L} - (t - t_a)} &= \int_{t_i}^t \frac{-\frac{1}{U_L} dt}{(t - t_a) - \frac{I_f}{U_L}} = \int_0^x \frac{F' B}{Wc_p} dx = -\frac{1}{U_L} \ln \left[ (t - t_a) - \frac{I_f}{U_L} \right]_{t_i}^t \\ &= \left. \frac{F' B x}{Wc_p} \right]_0^x \end{aligned}$$

$$\ln \left[ \frac{t - t_a - \frac{I_f}{U_L}}{t_1 - t_a - \frac{I_f}{U_L}} \right] = - \frac{U_L F' B x}{W c_p}$$

$$\frac{t - t_a - \frac{I_f}{U_L}}{t_1 - t_a - \frac{I_f}{U_L}} = e^{-\frac{BF'U_L x}{Wc_p}} \quad (3.5)$$

A la salida del calentador de aire es decir, a  $X = L$  la temperatura del aire es  $t = t_2$  y la elevación de la temperatura a través del calentador de aire es  $(t_2 - t_1)$  y  $G = \frac{W}{BL}$  es decir:

$$\frac{t_2 - t_a - \frac{I_f}{U_L}}{t_1 - t_a - \frac{I_f}{U_L}} = e^{-\frac{BF'U_L L}{GBLc_p}}$$

$$t_2 - t_a - \frac{I_f}{U_L} = (t_1 - t_a - \frac{I_f}{U_L}) e^{-\frac{F'U_L}{Gc_p}}$$

restando a ambos miembros  $t_1$

$$t_2 - t_1 = t_a + \frac{I_f}{U_L} - t_1 + (t_1 - t_a - \frac{I_f}{U_L}) e^{-\frac{F'U_L}{Gc_p}}$$

$$t_2 - t_1 = -(t_1 - t_a - \frac{I_f}{U_L}) + (t_1 - t_a - \frac{I_f}{U_L}) e^{-\frac{F'U_L}{Gc_p}}$$

$$t_2 - t_1 = \left[ \frac{I_f}{U_L} - (t_1 - t_a) \right] (1 - e^{-\frac{F'U_L}{Gc_p}}) \quad (3.6)$$

Es conveniente en este momento introducir el concepto del coeficiente total de transferencia de calor desde el interior del calentador al aire ambiente, es decir:

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h}\right)} = F' U_L$$

De aquí se ve que el término  $\frac{F' U_L}{G c_p} = \frac{U_o}{G c_p}$

finalmente multiplicando el incremento de temperatura ( $t_2 - t_1$ ) por el flujo por unidad de arca nos lleva a la expresión conocida para calcular el calor útil colectado por unidad de área del colector.

$$q_u = G c_p (t_2 - t_1) \quad (3.7)$$

y sustituyendo la ecuación (3.6) en (3.7) queda:

$$q_u = G c_p \left[ \frac{I_f}{U_L} - (t_i - t_a) \left( 1 - e^{-\frac{F' U_L}{G c_p}} \right) \right]$$

$$q_u = \frac{G c_p}{U_L} \left[ I_f - U_L (t_i - t_a) \left( 1 - e^{-\frac{U_o}{G c_p}} \right) \right]$$

y sustituyendo el valor de  $U_L$  del denominador en términos de  $U_o$

$$q_u = \frac{G c_p}{\frac{U_o}{F'}} \left[ I_f - U_L (t_i - t_a) \left( 1 - e^{-\frac{U_o}{G c_p}} \right) \right]$$

$$q_u = F' \left( \frac{1 - e^{-\frac{U_o}{Gc_p}}}{\frac{U_o}{Gc_p}} \right) (I_f - U_L (t_i - t_a))$$

el término  $\frac{1 - e^{-\frac{U_o}{Gc_p}}}{\frac{U_o}{Gc_p}}$  es conocido como el

factor de flujo  $F''$ , ya que está en función de la masa velocidad del fluido.

Por lo tanto la ecuación queda:

$$q_u = F' F'' (I_f - U_L (t_i - t_a)) \quad (3.8)$$

El calor útil en un calentador solar puede ser evaluado por:

$$q_u = q_a - q_L$$

donde  $q_a$  = calor absorbido por la placa

$q_L$  = pérdidas de calor del sistema

Las pérdidas de calor  $q_L$  se evalúan teóricamente por medio de la siguiente ecuación:

$$q_L = U_L (t_p - t_a)$$

Pero como ya hemos dicho que la temperatura de la placa no resulta fácil medirla prácticamente, por esta razón el calor útil se calcula con ayuda de la ecuación (3.8), la cual está en términos de  $t_i$  y  $t_a$  y en donde el valor  $I_f$  es el calor

absorbido por la placa; por lo tanto la ecuación (3.8) resulta finalmente:

$$q_u = F'F''(q_a - U_L(t_i - t_0)) \quad (3.9)$$

Ya hemos dicho hasta ahora la manera de calcular los factores  $F'$  y  $F''$  únicamente nos falta mencionar como se calcula el término encerrado en el paréntesis. El primer sumando del paréntesis  $q_a$  es el calor absorbido por la placa colectora y depende de los siguientes términos:

a) De la cantidad de insolación sobre el colector y en menor grado del ángulo de incidencia de los rayos del sol que caen sobre el colector.

b) De la absorbitividad  $\alpha$  de la placa ennegrecida.

c) De la transmitancia de las cubiertas transparentes.

d) De las pérdidas de calor debidas al ensuciamiento de las cubiertas.

e) Del sombreado de la placa absorbente.

Para calcular la energía absorbida por la placa colectora es necesario tomar en cuenta el hecho de que no toda la radiación que llegará a la placa absorbente es directa, si no que una parte aproximadamente el 10% de la radiación total es difusa, considerando generalmente un ángulo de incidencia promedio para esta radiación, que difiere del ángulo de incidencia de los rayos directos; por tanto una vez que la radiación solar total es conocida, la componente difusa

puede ser estimada con buena aproximación de:

$$I_T = I_D + I_d \quad (3.10)$$

De donde:

$I_T$  = intensidad de la radiación solar total

$I_D$  = intensidad de la radiación solar directa

$I_d$  = intensidad de la radiación solar difusa

En la determinación de los factores de la transmitancia para la radiación difusa, generalmente se supone que el ángulo promedio de incidencia es de  $50^\circ$  (el ángulo de incidencia promedio considerando cielo uniforme es de  $58^\circ$  para una superficie horizontal). Por lo tanto el cálculo de la energía neta absorbida en el calentador en función de las intensidades directa y difusa, e introduciendo los factores  $F_e$  - (visto en la ecuación 2.18), y los factores de pérdidas por ensuciamiento y sombreado  $(1-D)$  y  $(1-S)$  respectivamente es:

$$q_d = \left\{ Fe(1-D)(1-S) \right\}_i I_D + \left\{ Fe(1-D)(1-S) \right\}_{i=50^\circ} I_d$$

Sacando de factor común  $\left\{ Fe(1-D)(1-S) \right\}_i I$  resulta :

$$q_d = \left\{ Fe(1-D)(1-S) \right\}_i I \left[ \frac{I_D}{I} + \frac{\left\{ Fe(1-D)(1-S) \right\}_{i=50^\circ} I_d}{\left\{ Fe(1-D)(1-S) \right\}_i I} \right] \quad (3.11)$$

Como habíamos dicho, la cantidad de la radiación difusa es de aproximadamente 10%, pero este valor se incrementa hasta el doble en zonas húmedas ó en regiones altamente indus-

trializadas; ya que existen más partículas como el vapor de agua, que dispersan en mayor escala la luz. El valor numérico del término encerrado en el paréntesis cuadrado de la ecuación anterior es cercano a la unidad, y de hecho raramente es menor que 0.98.

Sustituyendo este valor la ecuación (3.11) queda:

$$q_d = 0.98 \left\{ Fe(1-D)(1-S) \right\}_i \bar{I} = f \bar{I} \quad (3.12)$$

siendo

$$f = 0.98 \left\{ Fe(1-D)(1-S) \right\}_i$$

Es posible realizar el cálculo gráficamente, para ello tomamos el valor de  $(1-D) = 0.98$  y  $(1-S)_{i=0} = 0.97$  quedando la ecuación (3.12) convertida en:

$$q_d = 0.93 \left[ (Fe)_{i=0} \right] \left[ \frac{Fe_i}{Fe_{i=0}} \right] \left[ \frac{(1-S)_i}{(1-S)_{i=0}} \right] \bar{I} = f \bar{I}$$

en donde los términos  $\left[ \frac{Fe_i}{Fe_{i=0}} \right]$  y  $\left[ \frac{(1-S)_i}{(1-S)_{i=0}} \right]$  se obtienen de las gráficas en la fig. (2.2d y 2.2c).

Para propósitos prácticos, el producto  $0.93 \left[ \frac{Fe_i}{Fe_{i=0}} \right] \times \left[ \frac{(1-S)_i}{(1-S)_{i=0}} \right]$  puede ser considerado igual a 0.85, por lo que la ecuación resulta ser:

$$q_d = f \bar{I} = 0.85 \left[ Fe_{i=0} \right] \bar{I} \quad (3.13)$$

En el segundo sumando del paréntesis (ecuación 3.9) solamente tendremos dificultad en calcular el coeficiente de pérdidas de calor  $U_L$  ya que la temperatura de entrada del aire al calentador  $t_1$  y la temperatura ambiente  $t_a$ , son fácilmente conocidas.



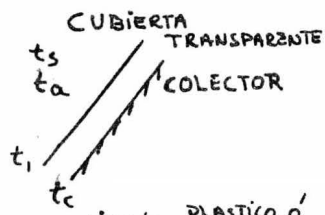
El coeficiente de pérdidas de calor  $U_L$  comprende todas las pérdidas que ocurren en el calentador, es decir, involucra las pérdidas de calor a través de: las cubiertas  $U_{up}$ , el fondo  $U_r$  y las orillas  $U_{ed} \frac{A_p}{A_c}$  y está dado por la siguiente expresión:

$$U_L = U_{up} + U_r + U_{ed} \frac{A_p}{A_c} \quad (3.14)$$

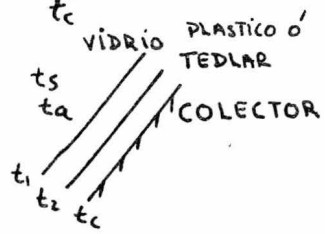
Pérdidas de calor hacia arriba a través de la cubierta transparente  $U_{up}$ . Los factores que determinan el flujo de calor hacia arriba son: la temperatura de la placa absorbente, la temperatura del aire ambiente, el número de las cubiertas y su espaciamiento, del ángulo de inclinación del colector, de la velocidad del viento sobre la cubierta exterior y de la transmitancia de los plásticos para la longitud de onda de la radiación si se usan cubiertas de plástico en lugar de vidrio.

El coeficiente de pérdidas de calor hacia arriba del calentador  $U_{up}$  está definido por la relación:  $q_{up} = U_{up} (t_p - t_a)$  ó sea  $q_{up}$  es la cantidad de calor transferido hacia arriba a través de las cubiertas transparentes por unidad de área de la placa colectora.

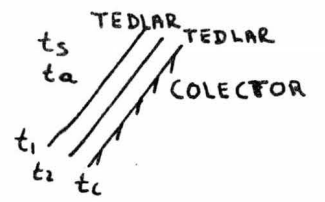
El método de cálculo del coeficiente  $U_{up}$  viene dado por las ecuaciones (3.15) para varias combinaciones de sistemas de cubiertas de vidrio y plástico, ó bien se puede encontrar el valor de  $U_{up}$  con ayuda de la gráfica (3.1) la cual muestra curvas de pérdidas de calor hacia arriba para varias -



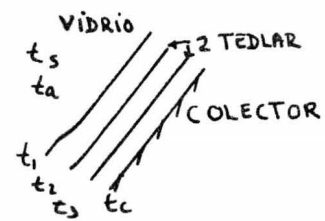
$$U_{up} = \sum E_c h_{rcs} S_c + \frac{1}{\frac{1}{h_{c1} + E_{c1} h_{rc1}} + \frac{1}{h_w + E_1 h_{r1s} S_1}}$$



$$U_{up} = \frac{1}{\frac{1}{h_w + E_1 h_{r1s} S_1} + \frac{1}{\sum E_{c1} h_{rc1} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c2} + E_{c2} h_{rc2}} + \frac{1}{h_{c1} + E_{c1} h_{rc1}}}}}$$



$$U_{up} = \frac{\sum E_c h_{rcs} S_c}{1-X} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c2} + E_{c2} h_{rc2}} + \frac{1}{h_{c1} + E_{c1} h_{rc1}} + \frac{1}{h_w + E_1 h_{r1s} S_1}}$$



$$U_{up} = \frac{1}{\frac{1}{h_w + E_1 h_{r1s} S_1} + \frac{1}{\frac{1}{1-X} E_{c1} h_{rc1} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c3} + E_{c3} h_{rc3}} + \frac{1}{h_{c2} + E_{c2} h_{rc2}} + \frac{1}{h_{c1} + E_{c1} h_{rc1}}}}}}$$

52

condiciones de temperatura para placas absorbentes pintadas de negro de emisividad  $\epsilon = 0.95$  y para superficies selectivas con emisividad  $\epsilon = 0.2$ . Otras suposiciones son: un ángulo de inclinación de  $30^\circ$ , coeficiente debido al viento de  $4 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$ , temperatura del cielo  $10^\circ\text{F}$  menor que la ambiente. Y como ya dijimos, el coeficiente de pérdidas de calor es más grande cuando se usan cubiertas de plástico que con cubiertas de vidrio debido a que transmiten algo de la longitud de onda de radiación. Usando las ecuaciones (3.15) para calcular el  $U_{up}$  en un sistema de cubiertas de plástico se puede demostrar que las pérdidas de calor son de un 15 a un 20% más grandes que para calentadores con cubiertas únicamente de vidrio. La dificultad principal en el cálculo del coeficiente  $U_{up}$  es la determinación del coeficiente de convección  $h$ , el cual se calculará por convección libre en placas horizontales paralelas, haciendo uso de las correlaciones que proporciona la literatura de los diferentes valores del número de NUSSELT tales como se muestran en la tabla (4.2).

El coeficiente de pérdidas de calor hacia abajo  $U_r$  se estima alrededor de  $1/10$  de  $U_{up}$ . El cálculo de las pérdidas de calor por las orillas es un proceso complejo debido a la geometría complicada involucrada; experimentalmente este coeficiente se calcula alrededor de  $0.08 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$  por lo que:

$$q_{ed} = 0.08 (DP)(t_c - t_a)$$

Donde:

D= profundidad de la caja colectora y P es el perímetro.

Finalmente el cálculo de  $U_L$  involucra estos coeficientes de pérdidas de calor y se calcula:

$$U_L = U_{up} + U_r + U_{ed} \frac{A_p}{A_c}$$

Donde:

$A_c$  = área de la placa absorbente

$A_p$  = área perimetral del colector.

Generalmente en un calentador bien aislado el coeficiente de pérdidas de calor será de un 10 a un 20% mayor que el coeficiente de pérdidas de calor hacia arriba  $U_{up}$ .

Dado que es importante conocer la eficiencia con que opera cualquier sistema. El producto  $F' F''$  se le ha dado en llamar la eficiencia del calentador y se representa como  $F_R$ , por lo que el cálculo del calor útil colectado queda finalmente:

$$q_u = F_R \left[ q_a - U_L (t_i - t_a) \right]$$

Cálculos para el diseño de un calentador solar de aire de placa plana con diferente número de cubiertas.

Las dificultades principales en el diseño son el cálculo del coeficiente  $U_{up}$  y la radiación solar diaria.

El cálculo de  $U_{up}$  lo haremos mediante suposiciones iterativas de las temperaturas de las cubiertas y las placas colectoras en base a datos reportados en la literatura.

Consideraremos los diseños más importantes. Dentro de este tipo de colectores, como son el de una y dos cubiertas de vidrio y una combinación de dos cubiertas vidrio sobre tedlar.

Las temperaturas típicas de los colectores de placa plana son de suponerse de  $100^{\circ}\text{F}$  si el calentador no tiene cubierta,  $120^{\circ}\text{F}$  ( $580^{\circ}\text{R}$ ) para una cubierta,  $190^{\circ}\text{F}$  ( $650^{\circ}\text{R}$ ) para dos cubiertas y  $220^{\circ}\text{F}$  para tres cubiertas.

En los cálculos hicimos las siguientes consideraciones:

Temperatura ambiente  $t_a = 70^{\circ}\text{F} = 530^{\circ}\text{R}$

Temperatura del cielo  $t_s$   $10^{\circ}\text{F}$  menor que la temperatura ambiente. De manera que  $t_s = 60^{\circ}\text{F} = 520^{\circ}\text{R}$

La temperatura de las cubiertas se supusieron con buena aproximación de  $90^{\circ}\text{F}$  ( $550^{\circ}\text{R}$ ), para una cubierta de vidrio,  $90^{\circ}\text{F}$  y  $130^{\circ}\text{F}$  ( $590^{\circ}\text{R}$ ) para la primera y segunda cubierta de un colector de dos vidrios,  $90^{\circ}\text{F}$  y  $120^{\circ}\text{F}$  ( $580^{\circ}\text{R}$ ) para la primera y segunda cubierta de un colector de vidrio sobre tedlar.

La absorbitividad  $\alpha = 0.95$  y ya que se trata de un cuerpo

negro  $\alpha = \epsilon_c = 0.95$ .

$$\epsilon_p = 0.63$$

$$\epsilon_y = 0.88$$

En las cubiertas de vidrio se usó un coeficiente de extinción  $K = 0.6 \text{ in}^{-1}$  de espesor  $L' = 0.1 \text{ in.}$ , es decir, se trata de vidrios de ventana común, y el espesor del tedlar de 0.004 in.

Los índices de refracción son  $n' = 1.526$  para vidrio.

$n' = 1.45$  para tedlar.

$$\text{El gasto de aire } G = 30 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$\text{El coeficiente de transferencia de calor } h = 4 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

La temperatura de entrada del aire la consideraremos de  $80^\circ\text{F}$  para todos los sistemas. De manera de establecer una comparación de los diseños.

$$\text{La constante de Boltzman } \sigma = 0.172 \times 10^{-8} \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4}$$

Como la velocidad del viento influye en el cálculo de  $U_{up}$ , usaremos la velocidad promedio en la ciudad de México, por medio de los datos proporcionados por el servicio meteorológico.

$$v = 2.0714 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \quad Nw = 4.6345 \frac{\text{millas}}{\text{hr}}$$

La radiación solar en México la obtuvimos de los datos reportados por el boletín mensual del Centro Mundial de Radiación en Leningrado (ver bibliografía # 27) en donde se encuentran los datos de las tres estaciones principales de

'la República Mexicana, "Chihuahua", "Orizabita" y "Ciudad Universitaria". Se hizo un promedio del primer semestre de la radiación solar mensual para 1974 obteniéndose

$$I = 170.8013 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2}$$

Cálculo para el diseño de un calentador solar de aire de placa plana ennegrecida con una cubierta de vidrio.

a) Cálculo de  $U_{up}$ . Este se realiza utilizando las ecuaciones (3.15) ó sea:

$$U_{up} = \tau \epsilon_c hr_{cs} S_c + \frac{I}{\frac{I}{h_{ci} + E_{ci} hr_{ci}} + \frac{I}{h_w + \epsilon_i hr_{is} S_i}} \quad (3.15a)$$

Ya que  $\tau = 0$  para el vidrio, es decir la transmitancia del vidrio a la radiación terrestre es nula.

∴ El cálculo de  $U_{up}$  se reduce a:

$$U_{up} = \frac{I}{\frac{I}{h_{ci} + E_{ci} hr_{ci}} + \frac{I}{h_w + \epsilon_i hr_{is} S_i}}$$

$$h_{ci} = c (t_c - t_a)^{0.25}$$

Ya que la latitud de la Ciudad de México es de  $19^\circ, 20'$  entonces  $c = 0.22$

$$h_{ci} = 0.22 (120^\circ\text{F} - 90^\circ\text{F})^{0.25} = 0.5148 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$E_{ci} = \frac{I}{\frac{I}{\epsilon_c} + \frac{I}{\epsilon_i} - I} = \frac{I}{\frac{I}{0.95} + \frac{I}{0.88} - I} = 0.841$$

$$hr_{ci} = \frac{\sigma (T_c^4 - T_a^4)}{t_c - t_a} = 0.172 \times 10^{-8} \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4} \frac{(580^4 \text{ } ^\circ\text{R} - 550^4 \text{ } ^\circ\text{R})}{120^\circ\text{F} - 90^\circ\text{F}}$$

$$\therefore hr_{cl} = 1.247 \frac{\text{BTU}}{h_r f t^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$hw = 1 + 0.3 v$$

$$hw = 1 + 0.3(4.634) = 2.3902 \frac{\text{BTU}}{h_r f t^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$hr_{is} = \sigma \frac{(T_i^4 - T_s^4)}{t_i - t_s} = \frac{(550^\circ\text{R}^4 - 520^\circ\text{R}^4)}{90^\circ\text{F} - 60^\circ\text{F}} \cdot 0.172 \times 10^{-8} \frac{\text{BTU}}{h_r f t^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4}$$

$$hr_{is} = 1.051 \frac{\text{BTU}}{h f t^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$S = \frac{t_i - t_s}{t_i - t_a} = \frac{90^\circ\text{F} - 60^\circ\text{F}}{90^\circ\text{F} - 70^\circ\text{F}} = 1.5$$

Sustituyendo los resultados anteriores en la ecuación

(3.15a) queda:

$$U_{up} = \frac{1}{\frac{0.5148 + 0.841(1.247)}{1} + \frac{1}{2.3902 + 0.88(1.051)(1.5)}}$$

$$U_{up} = 1.1057 \frac{\text{BTU}}{h_r f t^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

b) Cálculo del calor absorbido

$$q_0 = f \times \dot{I} = 0.85 (Fe_{i=0}) \dot{I} \quad (3.13)$$

y Fe se calcula por:



$$Fe = Fc + a_1 (1 - e^{-k_1 L_1}) \quad (2.18)$$

En donde  $a_1 = 0.23$  de la tabla (2.2)

$$y \quad Fc = 1.008 T a \quad (2.17a)$$

$$T = e^{-kL} \left( \frac{1-r}{1+r} \right)$$

De donde:

$$r = \left( \frac{n'-1}{n'+1} \right)^2$$

$$r = \left( \frac{1.526-1}{1.526+1} \right)^2 = 0.043$$

$$T = e^{-0.6(0.1)} \left( \frac{1+0.043}{1+0.043} \right) = 0.8633$$

y sustituyendo estos resultados en (2.17a) queda:

$$Fc = 1.008 (0.8633)(0.95) = 0.8264$$

$$Fe = 0.8264 + 0.23 (1 - 0.9415) = 0.8398$$

Por lo que el calor absorbido queda:

$$q_a = (0.85)(0.8398)(170.8013 \frac{BTU}{hr ft^2})$$

$$q_a = 121.923 \frac{BTU}{hr ft^2}$$

$$= 330.727 \frac{Kcal}{hr m^2}$$

c) Cálculo del calor útil.

Utilizando la ecuación (3.9)

$$q_u = F'F'' q_o - U_L(t_i - t_o)$$

$$U_L = 1.10(U_{up}) = 1.10(1.1057)$$

$$U_L = 1.21627 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Por lo que el factor de eficiencia  $F'$  queda:

$$F' = \frac{U_o}{U_L} = \frac{0.932}{1.2162}$$

$$F' = 0.7662$$

y el cálculo del factor de flujo se hace con

$$F'' = \frac{1 - e^{-\frac{U_o}{Gc_p}}}{U_o/Gc_p}$$

siendo el  $c_p$  del aire =  $0.241 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$  tenemos.

$$\frac{U_o}{Gc_p} = \frac{0.932}{30(0.241)} = 0.128904$$

$$F'' = \frac{1 - e^{-0.128904}}{0.128904} = \frac{1 - 0.879}{0.128904}$$

$$F'' = 0.9386$$

y sustituyendo los valores en (3.9)

$$q_u = (0.7662)(0.9386) [121.923 - 1.2155(80 - 70)]$$

$$q_u = 78.9341 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2}$$

$$= 214.1087 \frac{\text{K cal}}{\text{hr m}^2}$$

Cálculo para el diseño de un calentador solar de aire de placa ennegrecida con dos cubiertas vidrio sobre tedlar.

a) Cálculo del coeficiente de pérdidas de calor usando la ecuación (3.15b).

$$U_{up} = \frac{1}{\frac{1}{h_w + \epsilon_1 hr_{is} S_1} + \tau E_{c1} hr_{c1} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c2} + E_{c2} hr_{c2}} + \frac{1}{h_{21} + E_{21} hr_{21}}}}$$

\*  $h_w = 2.3902 \frac{BTU}{hr ft^2 \circ F}$  (\*Datos calculados en el diseño anterior).

\*  $hr_{is} = 1.051 \frac{BTU}{hr ft^2 \circ F}$

\*  $S_1 = 1.5$

$\epsilon_1 = 0.88$

$\tau = 0.3$  para tedlar

$hr_{c1} = \frac{\sigma(T_c^4 - T_1^4)}{t_c - t_1} = 0.172 \times 10^{-8} \frac{(650^\circ R^4 - 550^\circ R^4)}{190^\circ F - 90^\circ F}$

$hr_{c1} = 1.506 \frac{BTU}{hr ft^2 \circ F}$

\*  $E_{c1} = 0.841$

$h_{c2} = c \overset{SF}{(t_c - t_2)^{0.25}} = 0.22 (190 - 120)^{0.25}$

$h_{c2} = 0.636 \frac{BTU}{hr ft^2 \circ F}$

$$E_{c_2} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0.95} + \frac{1}{0.63} - 1}$$

$$E_{c_2} = 0.6091$$

$$hr_{c_2} = \frac{\sigma(T_c^4 - T^4)}{t_c - t_2} = 0.172 \times 10^{-8} \frac{(650^\circ R^4 - 580^\circ R^4)}{190^\circ F - 120^\circ F} \frac{BTU}{hr ft^2 \circ R^4}$$

$$hr_{c_2} = 1.616 \frac{BTU}{hr ft^2 \circ F}$$

$$h_{21} = c(t_2 - t_1)^{0.25} = 0.22 (120 - 90)^{0.25}$$

$$h_{21} = 0.5150 \frac{BTU}{hr ft^2 \circ F}$$

$$E_{21} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_1} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0.63} + \frac{1}{0.88} - 1}$$

$$E_{21} = 0.5801$$

$$hr_{21} = \sigma \frac{(T_2^4 - T_1^4)}{t_2 - t_1} = 0.172 \times 10^{-8} \frac{(580^\circ R^4 - 550^\circ R^4)}{120^\circ F - 90^\circ F} \frac{BTU}{hr ft^2 \circ R^4}$$

$$hr_{21} = 1.247 \frac{BTU}{hr ft^2 \circ F}$$

Sustituyendo todos estos valores en la ecuación 3.15b

$$U_{up} = 0.841 \frac{BTU}{hr ft^2 \circ F}$$

b) Cálculo del calor absorbido.

$$q_a = fI = 0.85 (Fe_{i=0}) I \quad (3.13)$$

Fe se calcula usando la ecuación (2.18)

$$Fe = Fc + a_1 (1 - e^{-k_1 L_1}) + a_2 T_1 (1 - e^{-k_2 L_2})$$

Ya que  $K_2$  (coeficiente de extinción para el tedlar es nulo por tener contenido de hierro  $e^{-k_2 L_2} = 1$  y entonces:

$$Fe = Fc + a_1 (1 - e^{-k_1 L_1})$$

$$a_1 = 0.17 \text{ de la tabla 2.2}$$

$$Fc = 1.012 T_1 T_2 \alpha$$

$$* T_1 = 0.8633$$

$$T = e^{-k_2 L_2} \left( \frac{1-r}{1+r} \right)$$

$$r = \left( \frac{\overset{56}{n-1}}{n+1} \right)^2 = \left( \frac{1.45-1}{1.45+1} \right)^2$$

$r = 0.03373$  y sustituyendo este valor en  $T_2$  queda

$$T_2 = e^0 \times \left( \frac{1-r}{1+r} \right) = \frac{1-0.03373}{1+0.03373}$$

$$T_2 = 0.9347 \text{ (transmitancia del tedlar)}$$

$$\alpha = 0.95$$

$$\therefore F_c = 1.012(0.8633)(0.9347)(0.95)$$

$$F_c = 0.7757$$

$$y \quad F_e = 0.7757 + 0.17(1 - e^{-0.6(0.1)})$$

$$F_e = 0.78564$$

Finalmente usando la misma intensidad  $I = 170.801 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2}$

$$q_a = fI = 0.85(F_{e_i=0^\circ})I$$

$$q_a = 0.85(0.78564)(170.801) \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2}$$

$$q_a = 114.06 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2} = 309.398 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2}$$

c) Cálculo del calor útil

$$q_a = F' F'' \left[ q_a - U_L (t_1 - t_a) \right] \quad (3.9)$$

El coeficiente de pérdidas de calor  $U_L$  será.

$$U_L = 1.10(U_{up}) = 1.10(0.841)$$

$$U_L = 0.9251 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h}} = \frac{1}{\frac{1}{0.9251} + \frac{1}{4}}$$

$$U_o = 0.7513$$

El cálculo del factor de eficiencia  $F'$  es

$$F' = \frac{U_o}{U_L} = \frac{0.7513}{0.9251}$$

$$F' = 0.8121$$

y el factor de flujo  $F''$

$$F'' = \frac{1 - e^{-\frac{U_o}{Gc_p}}}{\frac{U_o}{Gc_p}} = \frac{1 - e^{-\frac{0.7513}{30(0.241)}}}{\frac{0.7513}{30(0.241)}}$$

$$F'' = 0.944$$

Por lo que sustituyendo los valores en (3.9)

$$q_u = 0.8121(0.944) \left[ 114.06 - 0.925(80 - 70) \right]$$

$$q_u = 80.3473 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2}$$

$$= 217.942 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2}$$



Cálculo para el diseño de un calentador solar de aire de placa plana ennegrecida con dos cubiertas de vidrio.

a) Cálculo del coeficiente de pérdidas de calor

$$U_{up} = \frac{1}{\frac{1}{h_w + \epsilon_1 hr_{1s} S_1} + \tau E_{c1} hr_{c1} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c2} + E_{c2} hr_{c2}} + \frac{1}{h_{z1} + E_{z1} hr_{z1}}}}$$

$$* h_w = 2.3902 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$* hr_{1s} = 1.051 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$* S_1 = 1.5$$

$$\epsilon_1 = 0.88$$

$\tau E_{c1} hr_{c1} = 0$  por que  $\tau = 0$  por tratarse de vidrio.

$$hc_2 = c(t_c - t_2)^{0.25} = 0.22 (190 - 130)^{0.25}$$

$$hc_2 = 0.612 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$E_{c2} = 0.8411$$

$$hr_{c2} = \sigma \frac{(T_c^4 - T_2^4)}{t_c - t_2} = 0.172 \times 10^{-8} \frac{(650^\circ\text{R}^4 - 590^\circ\text{R}^4)}{190^\circ\text{F} - 130^\circ\text{F}}$$

$$hr_{c2} = 1.655 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$h_{z1} = c(t_2 - t_1)^{0.25} = 0.22 (130 - 90)^{0.25}$$

$$h_{z1} = 0.5533 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$E_{21} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_1} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0.88} + \frac{1}{0.88} - 1}$$

$$E_{21} = 0.7857$$

$$hr_{21} = \sigma \frac{(T_2^4 - T_1^4)}{t_2 - t_1} = 0.172 \times 10^{-8} \frac{(590^\circ R^4 - 550^\circ R^4)}{130^\circ F - 90^\circ F} \frac{BTU}{hr ft^2 ^\circ R^4}$$

$$hr_{21} = 1.284 \frac{BTU}{hr ft^2 ^\circ F}$$

y sustituyendo todos estos valores en la ecuación (3.15b)

$$U_{up} = 0.711 \frac{BTU}{hr ft^2 ^\circ F}$$

b) Cálculo del calor absorbido.

$$q_a = fI = 0.85(Fe_{i=0})I$$

$$Fe = Fc + a_1(1 - e^{-K_1 L_1}) + a_2 T_1(1 - e^{-K_2 L_2})$$

Como  $Fc = 1.012 T_1 T_2 \alpha$  y  $K_1 = K_2$  y  $L_1 = L_2$  por tratarse de dos cubiertas iguales de vidrio.  $Fe$  se reduce a:

$$Fe = 1.012 T_1^2 \alpha + (1 - e^{-K L_1})(a_1 + a_2 T_1)$$

$$* T_1 = T_2 = 0.8633$$

$$\alpha = 0.95$$

$$a_1 = 0.17$$

$$a_2 = 0.63$$

$$\therefore Fe = (1.012)(0.8633)^2 (0.95) + (1 - e^{-0.8(0.1)})(0.17 + 0.63(0.8633))$$

$$Fe = 0.75827$$

$$I = 170.8013 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2}$$

$$q_a = 0.85(0.75827)(170.8013) \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2}$$

$$q_a = 110.08 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2} = 298.602 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2}$$

c) Cálculo del calor útil.

$$U_L = 1.10 (U_{up}) = 1.10 (0.711)$$

$$U_L = 0.781 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h}} = \frac{1}{\frac{1}{0.7811} + \frac{1}{4}}$$

$$U_o = 0.65342$$

$$F' = \frac{U_o}{U_L} = \frac{0.6534}{0.781}$$

$$F' = 0.83664$$

y el factor de flujo  $F''$

$$F'' = \frac{1 - e^{-\frac{U_o}{G_{cp}}}}{\frac{U_o}{G_{cp}}} = \frac{1 - e^{-\frac{0.6534}{30(0.241)}}}{\frac{0.6534}{30(0.241)}}$$

$$F'' = 0.9538$$

$$q_u = F' F'' [q_a - U_L (t_1 - t_a)]$$

y sustituyendo los valores el calor útil nos queda.

$$q_u = (0.8366)(0.9538) [110.08 - 0.781(80 - 70)]$$

$$q_u = 81.6012 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2} = 221.3432 \frac{\text{Kcal}}{\text{hrm}^2}$$

Tipo de Calentador	$q_0$	$q_u$ en BTU/hrft <sup>2</sup>	$q_L$	$F'$	$F''$	$F_R$
Una Cubierta de Vidrio	121.923	78.9341	56.095	0.7662	0.9386	0.7191
Dos Cubiertas Vidrio sobre Tedlar	114.06	80.3473	44.35	0.8121	0.944	0.766
Dos Cubiertas de Vidrio	110.08	81.6012	37.819	0.8366	0.953	0.797

Como se puede ver en esta tabla, el calentador de una cubierta de vidrio absorbe más cantidad de calor que los otros, pero a su vez es el que tiene mayores pérdidas de calor, lo cual ocasiona que tenga el más bajo factor de eficiencia global.

El hecho de que los dos últimos sistemas tengan un factor de eficiencia global muy semejante se debe a que el sistema de vidrio sobre tedlar absorbe más cantidad de energía que el de dos vidrios; pero como el tedlar deja pasar parte de la radiación terrestre, entonces sus pérdidas de calor aumentan. Sin embargo, este sistema es más económico y más manuable que el de dos vidrios.

En la selección del sistema se debe de tomar en cuenta la diferencia de temperatura existente entre la temperatura de entrada del aire y el aire ambiente, ya que si  $(t_i - t_a) < 30^\circ\text{F}$  se puede utilizar el colector de una cubierta.

## C A P I T U L O   I V

### TIPOS Y APLICACIONES DE LOS CALENTADORES SOLARES DE AIRE

Aunque hay diferentes tipos de calentadores solares de aire el principio del funcionamiento en que están basados es esencialmente el mismo. Dentro de los diferentes tipos de calentadores solares de aire se encuentran: el de diseño convencional, calentadores de vidrios traslapados, calentadores de gaza, de matriz, de aletas de aluminio y cualquier otro dispositivo capaz de absorber los rayos solares y sea capaz de incrementar la temperatura del aire.

Como hemos visto los calentadores solares constan generalmente de un sistema de cubiertas transparentes, de un sistema de aislamiento y de un sistema colector de la radiación solar.

Los factores que determinan los diferentes tipos de calentadores solares de aire son:

- a) Entrada del aire
- b) Material y arreglo de la placa colectora
- c) Diferentes arreglos de las cubiertas transparentes.

Calentador de diseño convencional. El aire a calentar entra detrás de la placa absorbente ennegrecida ó algunas veces entra por encima de ésta. Este diseño puede ser mejorado si se hace circular aire a dos pasos debido a que el tiempo de residencia del aire es mayor y mejora el coeficiente

de transferencia de calor; la placa colectora generalmente es plana y de cobre ó aluminio ennegrecido. La eficiencia de captación puede ser mejorada aumentando el área del colector por medio de corrugaciones homogéneas y provocando una mayor difusión de la luz. Las cubiertas transparentes de vidrio ó tedlar tienen un espaciamiento aproximado de - 1.5 pulgadas entre placa y placa; ya que se ha visto que si se aumenta el espaciamiento se provoca una disminución en la eficiencia.

El calentador de aire de vidrios superpuestos difiere del diseño anterior en el arreglo de las cubiertas y las placas colectoras como puede observarse en la fig. 4.1, en donde el aire pasa entre las placas y se calienta al ponerse en contacto con partes de las placas progresivamente más calientes; este modelo sirve para estudios de calefacción doméstica y acondicionamiento de aire.

En el modelo de multigaza el aire se hace pasar por una serie de pantallas porosas ennegrecidas (gazas) las cuales elevan la temperatura del aire; como se ve en la fig. 4.1 el aire se succiona por el fondo.

La utilización de matrices porosas causa un aumento en el área de transferencia del mismo. En este modelo las - pérdidas de calor se ven disminuídas provocando una mayor eficiencia del colector. Su construcción es simple y relativamente barata; generalmente los materiales usados en

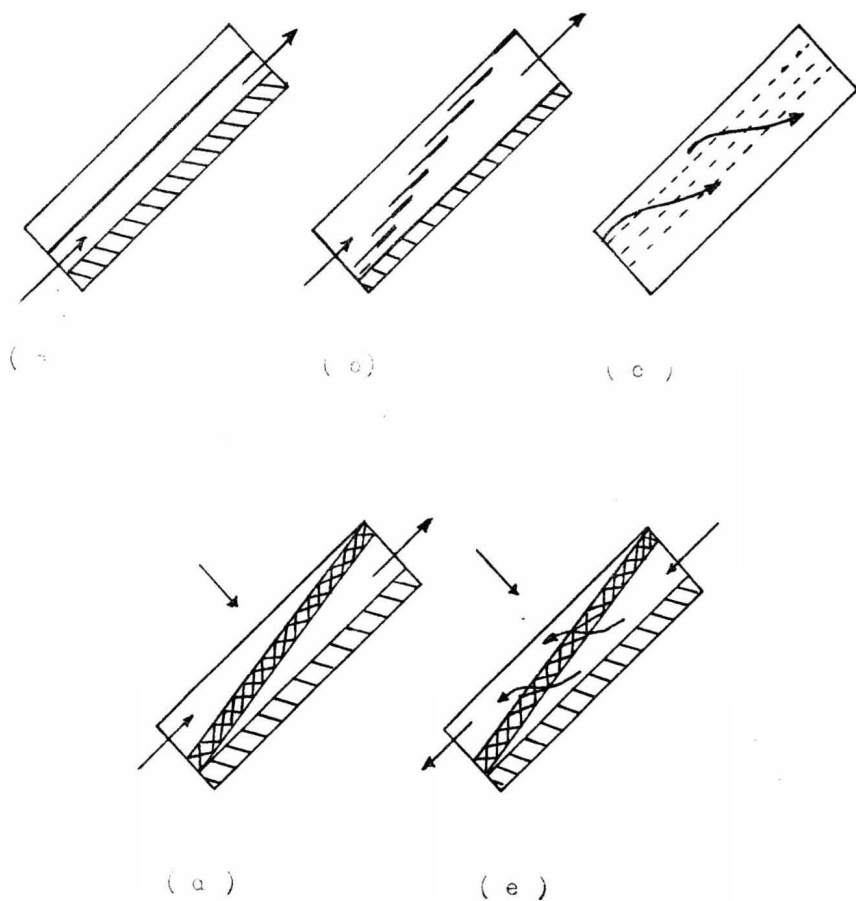


FIG. 4.1 DIFERENTES TIPOS DE CALENTADORES SOLARES DE AIRE:  
 a) de diseño convencional, b) de vidrios traslapados  
 c) de gaza, d y e) de matriz.



este diseño son hojas metálicas de diversas configuraciones, pero los únicos investigados son los de hojas de aluminio, de espesores de 0.002 y 0.006 pulgadas. La figura (4.2) muestra los seis diferentes tipos de matrices y sus características están dadas en la tabla 4.1.

La cantidad de radiación interceptada y absorbida por volumen unitario de matriz a  $x$  pies de la entrada de la matriz está expresado por:

$$-\frac{dN_x}{dx} = N_o \beta' e^{-\beta' x}$$

Donde  $N_x$  y  $N_o$  son las densidades de flujo radiante en el punto  $x$  y enfrente de la matriz en unidades de  $\frac{BTU}{hr ft^2}$ .  $\beta'$  es un coeficiente de extinción de la radiación solar que pasa a través de la matriz ( $ft^{-1}$ ), los valores están dados en la tabla (4.1). La ecuación anterior demuestra que la absorción de energía es una función exponencial de la profundidad de la matriz.

Las correlaciones del coeficiente de fricción debido al flujo y la transferencia de calor para las matrices usadas son:

Matriz tipo I		$f = 11.8 Re^{-1.11} + 0.65$
"	II	$f = 38.5 Re^{-0.96} + 1.42$
"	III	$f = 12.7 Re^{-1.09} + 1.06$
"	IV	$f = 14.3 Re^{-1.06} + 0.39$
"	V	$f = 60 Re^{-1.26} + 0.73$
"	VI	$f = 10.9 Re^{-0.97} + 0.50$

Las correlaciones para la transferencia de calor son:

Matriz tipo I		$Nu = 5.12 \times 10^{-2} Re^{0.97}$
"	II	$Nu = 1.66 \times 10^{-1} Re^{0.97}$
"	III	$Nu = 8.78 \times 10^{-2} Re^{0.97}$
"	IV	$Nu = 3.82 \times 10^{-2} Re^{0.97}$
"	V	$Nu = 9.61 \times 10^{-2} Re^{0.97}$
"	VI	$Nu = 4.41 \times 10^{-2} Re^{0.97}$

La construcción de calentadores solares de tipo de matriz no difieren mucho de los calentadores de diseño convencional como se muestra en la fig. 4.1. Generalmente se usa una cubierta transparente, la radiación solar pasa a través de la cubierta calentando el material de la matriz. El aire frío es bombeado dentro del panel colector absorbiendo el calor - interceptado por la matriz y sale a una temperatura más alta.

El espesor de la matriz depende de  $\beta'$  siendo mayor para el coeficiente más bajo. En la fig. 4.1 el aire entra al colector por la cara inferior, la matriz se coloca de manera que la distancia existente entre la matriz y la cubierta transparente disminuya al paso del aire; puede ser visto ya que la dirección de flujo dentro de la matriz es casi la misma que la de la radiación incidente, este colector es de tipo paralelo; la principal ventaja de este diseño es que la cubierta transparente está siempre en contacto con aire frío; debido a la geometría de este arreglo al calor absorbido por la matriz es fácilmente cedido al aire y esto provoca una disminución en la temperatura de la matriz, originando bajas pér

didadas de calor hacia arriba y una alta eficiencia; otro tipo de pérdidas de calor tales como ensuciamiento y efecto de sombreado y pérdidas por los lados y el fondo son similares a las que ocurren en los colectores de tipo convencional.

La fig. 4.1 muestra un colector de matriz con flujo tipo contracorriente. El aire entra por la cara superior del colector, mientras que la eficiencia térmica de un cambiador de calor a contracorriente es mayor que en paralelo, la situación es diferente en un colector solar ya que la cubierta transparente está en contacto con aire caliente dando por resultado mayor cantidad de pérdidas de calor a través de ésta. Por lo tanto la eficiencia total de un colector tipo matriz a contra corriente es menor que la de uno en paralelo.

Calentador solar de aire de aletas de aluminio. Uno de los diseños más comunes estudiados consistió en utilizar un absorbedor dotado de 96 aletas paralelas de aluminio de 61cm. de long. x 6.35 cm. de altura espaciadas 0.635cm. El absorbedor va alojado en una caja con una cubierta de vidrio, bombbeándose el aire a través de las aletas de manera de distribuir el aire uniformemente entre ellas. Aunque la mayoría de los colectores del tipo placa plana para calentar aire son hechos de superficies difusas, el calentador de aletas consiste de un colector de placa plana que utiliza superficies reflectivas especulares y en este sentido difiere de los diseños mencionados anteriormente.

TIPOS DE MATRICES

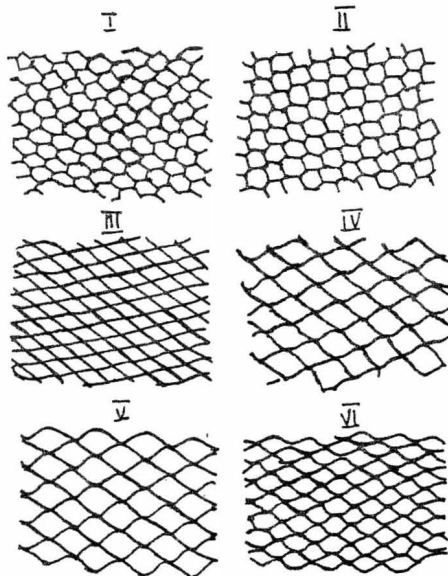


Fig 4.2

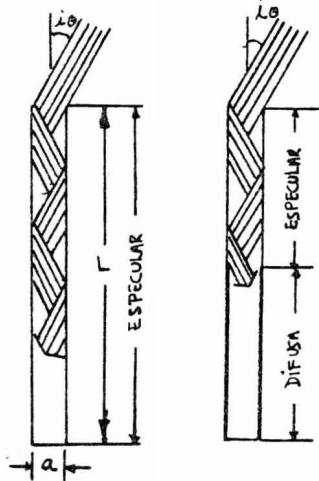


Fig 4.3

REFLEXIONES EN DOS TIPOS DE  
ALETAS

En la fig. 4.3 se muestran dos aletas; la parte sombreada representa las reflexiones de la luz existentes entre ellas. La altura de cada aleta es 10 veces más que el espaciamiento existente aleta y aleta. Por datos experimentales se ha demostrado que en este tipo de diseño es conveniente utilizar superficies especulares en las aletas, ya que la eficiencia se incrementa en un 15% que el de utilizar aletas con superficies difusas. Generalmente estos diseños alcanzan eficiencias arriba del 80%, utilizando superficies especulares con un nivel de flujo de 65-150 g/hrcm<sup>2</sup> la eficiencia se incrementa con el aumento de flujo de aire. La eficiencia del colector es alta debido a que el absorbedor tiene una alta absorbitividad para la radiación solar y una baja emisividad. El aire se calienta de 12 a 20°C, siendo de 12°C para velocidades altas y 20°C para velocidades bajas. Las superficies especulares se pueden convertir parcialmente difusas debido a que partículas de polvo se adhieren a ella lo cual reduce la eficiencia de un 5 a 10%. Solamente en el caso especial en que el ángulo ( $i_0$ ) de la radiación solar es muy pequeño entonces el colector difuso será más eficiente que el especular, ya que en este caso el sol se encuentra en el cenit y el número de reflexiones se aproxima a uno en un absorbedor especular, como se puede ver en la siguiente ecuación:

$$n = 1 + \frac{2L}{a} \tan i_0$$



QUIMICA

En donde:

L = altura de la aleta

a = espaciamiento entre aleta

$i_{\theta}$  = ángulo de incidencia

si  $i_{\theta} \rightarrow 0^{\circ}$

$n \rightarrow 1$

si  $i_{\theta} \rightarrow 90^{\circ}$  ;  $n \rightarrow \infty$

Finalmente otro factor importante a considerar para el diseño de calentadores solares de aire con aletas es la velocidad del viento ya que cuando aumenta la velocidad de éste disminuye la eficiencia del colector. Por lo tanto es recomendable usar dos cubiertas para los lugares donde la velocidad del viento sea 20 km/hr. ó más.

DISEÑO COMERCIAL DE UN CALENTADOR SOLAR. Este sistema está diseñado con el fin de adaptarse a casi cualquier casa ya sea en el patio trasero ó en el techo de la casa para suministrarle calefacción mediante conductos; es obvio que no puede satisfacer todos los requerimientos de calefacción de la casa pero si puede funcionar eficientemente como calentador auxiliar de manera de reducir los gastos de combustible en un 50% y hasta en un 90% en otros. Básicamente el calentador solar de aire opera bajo el mismo principio de los calentadores hasta aquí estudiados; este diseño consiste en un panel colector de la energía solar orientado hacia el sur e inclinado  $60^{\circ}$  (Aederland-Colorado). El colector va cubierto con *dos cubiertas de*

vidrio. Se proyecta construir calentadores de tres tamaños: modelo 96, modelo 128 y el modelo 160, los números de los modelos se refieren a la extensión de la superficie del colector; es decir que el modelo 96 es de 12 pies de largo por 8 pies de alta. Casi toda la energía solar se atrapa de los rayos directos del sol que caen sobre la superficie del colector, pero unos paneles de aluminio semejantes a espejos, que se desplazan hacia abajo (como se muestra en la fig. 4.4) para apoyarse en el suelo, reflejando más luz solar hacia el -colector para aumentar su eficiencia. El espacio detras del colector actúa como una enorme cámara de almacenamiento de -calor. La variante en este tipo de diseño es el uso de rocas para almacenar el calor, a diferencia del colector de placa plana que permite que parte de las radiaciones solares que capta se reflejan hacia el exterior, dando lugar a pérdidas de calor. Este diseño utiliza una serie de tazas de aluminio espaciadas a corta distancia entre sí, pintadas de negro y fijadas a la superficie del colector, aumentando el área superficial efectiva del colector actuando como diminutas trampas de calor. Las radiaciones solares de onda corta rebotan dentro de cada taza y son atrapadas y absorbidas en vez de ser -reflejadas hacia el exterior; hay 1872 tazas en el modelo 96; hay dos ventiladores en la unidad, uno se utiliza para crear una corriente de aire de alta presión que "desprende" el calor de las tazas del colector y lo conduce al área de almace

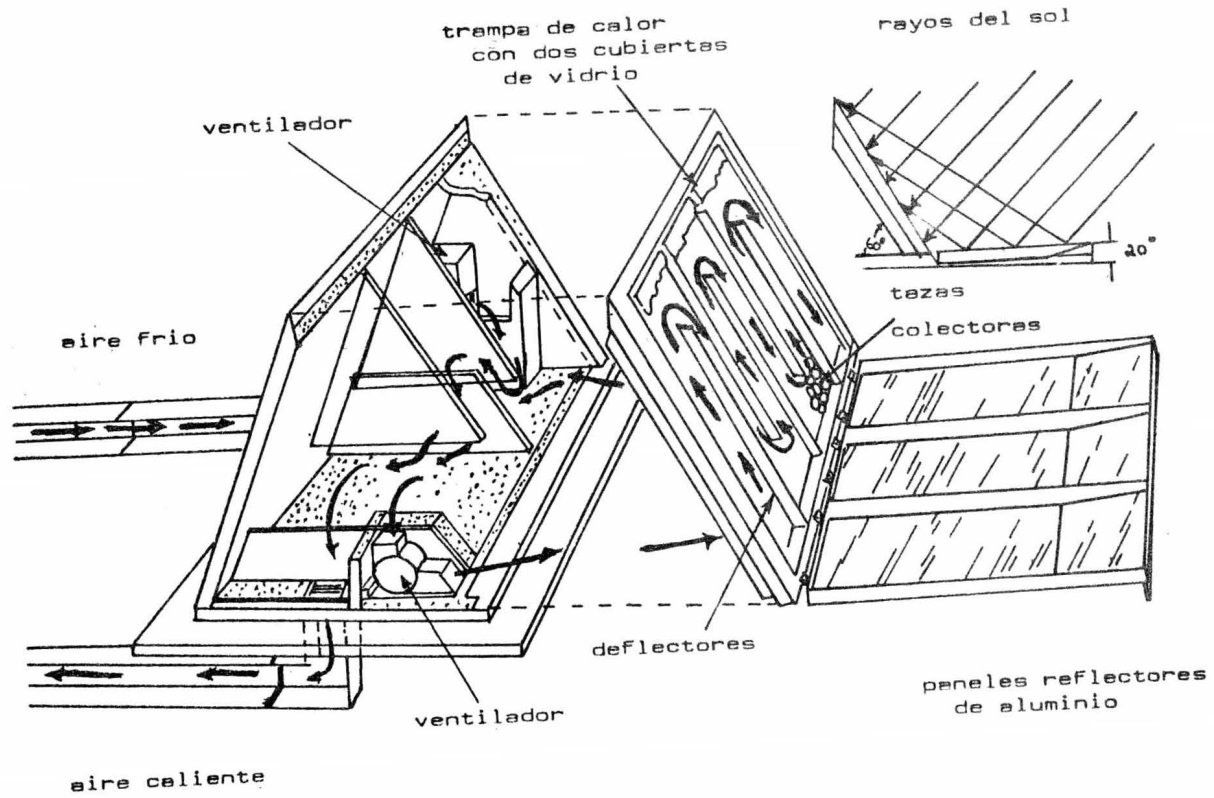


FIG 4.4



namiento. El otro ventilador mueve el calor de la cámara de almacenamiento a los ductos hacia el interior de la casa. El área de almacenamiento de la unidad se llena de cascajos de río común con un tamaño promedio de 3/4 a 1.5 pulg., fácil de obtener y de bajo costo. La roca es un medio muy bueno de almacenamiento de calor; ya que se desprende de su calor con lentitud. Con un peso de 25,000 libras almacenan el calor con tal eficiencia que el calentador puede seguir funcionando a través de un período de 4 ó 5 días nublados, perdiendo sólo unos cuantos grados de calor por día. Unos deflectores obligan al aire que está circulando a seguir una trayectoria en forma de "S" creando turbulencia, distribuyendo el calor de manera total y uniforme.

Los dos sopladores son de 1/2 caballo de fuerza c/u. El mantenimiento consiste en inspeccionar las bandas de los ventiladores y en lubricar los motores de los sopladores una vez al año, además cambiar los filtros de retorno de aire frío tres veces al año. Aproximadamente el costo del modelo 96 se estima que será 4,500 dólares, el modelo 128 tendrá un precio de 5,400 dólares y el modelo 160 costará 6,300 dólares, estos precios incluyen instalación.

Las limitaciones con que se enfrenta este diseño son dos: la necesidad de una exposición al sur sin obstrucciones y el hecho de que la eficiencia del sistema se basa mucho en el tipo de aislamiento que tenga la casa, se recomienda por lo me-

nos 12 pulg. de aislamiento en el ático así como aislamiento convencional en las paredes laterales y ventanas. Esto ha restringido la comercialización de este diseño pero no obstante es prometedor para un futuro no lejano.

APLICACIONES DE LOS CALENTADORES SOLARES DE AIRE. Las principales aplicaciones de los calentadores solares de aire son:

a) Calefacción doméstica

b) Secado

Ya que las temperaturas requeridas para la calefacción doméstica son moderadas. Este es un campo importante para la utilización de los calentadores solares de aire, por lo que ya se está trabajando en la comercialización de éstos en los E.E.U.U.

Como ya lo mencionamos estos sistemas no son capaces de satisfacer las necesidades de calefacción diaria, pero estas unidades funcionan eficientemente como un auxiliar en la calefacción ya que pueden reducir enormemente los gastos de combustible requeridos.

Una utilización análoga a la calefacción doméstica es el calentamiento de agua; siendo el mismo principio que para calentadores de aire, sólo que aquí se hace circular agua por medio de tubos; la placa colectora es una chapa delgada de cobre sobre la que se fijan los tubos. Esta placa generalmente está ondulada para mejorar la superficie de contacto -

entre tubos y placa, o bien pueden estar integrados los tubos a la placa absorbadora.

En países como Australia el calentamiento de agua por medio de la utilización de la energía solar, se ha hecho de uso común en hoteles, escuelas e incluso un hospital se ha beneficiado de su uso, incluyendo zonas alejadas de la ciudad donde el costo del combustible es alto y el uso de estos sistemas se ha intensificado.

b) Secado. El secado de cosechas al sol directamente sigue siendo aún uno de los métodos más usados de procesamiento de algunos alimentos en muchas partes del mundo. Este método es simple ya que la manera de secar consiste en extender sobre una plataforma el material por secar o bien se cuelga en cordones suspendidos entre dos postes este material. Los riesgos aunados a este procedimiento tales como contaminación por insectos, bacterias y pérdidas debido a remojos por lluvias; son aceptados como una parte inherente de dicho método. El producto en general no es homogéneo, por la imposibilidad de mantener un control sobre las condiciones de secado. De cualquier modo, los requerimientos del contenido de humedad del material se reducen a niveles a los cuales el producto puede ser almacenado, satisfaciéndose así en forma general.

Cuando los riesgos no pueden ser enfrentados y cuando el producto se requiere que sea secado bajo ciertas especificaciones es cuando se hace uso del secado indirecto, es

decir por algún medio se acelera el secado del material. Un calentador solar de aire puede ser utilizado para este fin. Hacer una comparación con los secadores calentados artificialmente sería absurdo, sin embargo, un calentador solar de aire mejora indudablemente el secado al aire libre, ya que acelera el proceso de secado y elimina los riesgos de contaminación, remojos, etc. Por lo tanto los calentadores solares de aire pueden ser los substitutos de los métodos de secado de productos que tradicionalmente se secaban directamente al sol, por tanto un calentador solar de aire puede ser adaptado para operar como un secador, denominándosele secador solar.

Un diseño inicial de secador solar es mostrado en la fig. 4.5 (a). Este consiste inicialmente de un calentador solar de aire de dos pasos, montado en la tapa de un compartimiento de secado. El calentador solar de aire consiste de una placa absorbadora de aluminio corrugado del tipo de material que se emplea para techar, pintada de negro, dos cubiertas de vidrio cubren la unidad; el compartimiento de secado tiene espacio para tres charolas colocadas una encima de la otra, este diseño elimina el aislamiento del fondo del colector. El aire para secar fluye a través del espacio entre las cubiertas de vidrio y por abajo de la placa colectoras antes de entrar a la sección de secado por medio de un ventilador.

Se han obtenido resultados favorables en cosechas como:

cacao, café, chile pimiento, papa dulce; obteniéndose en la mayoría de los casos un calidad superior a la que se obtiene con secado al sol directo, que se manifiesta en la uniformidad y brillantez en el color.

Ya que el secado no era uniforme debido a la posición de las charolas, fue ideado otro diseño (fig. 4.5b) en donde se puede ver que las charolas se encuentran al mismo nivel, eliminándose así esta dificultad.

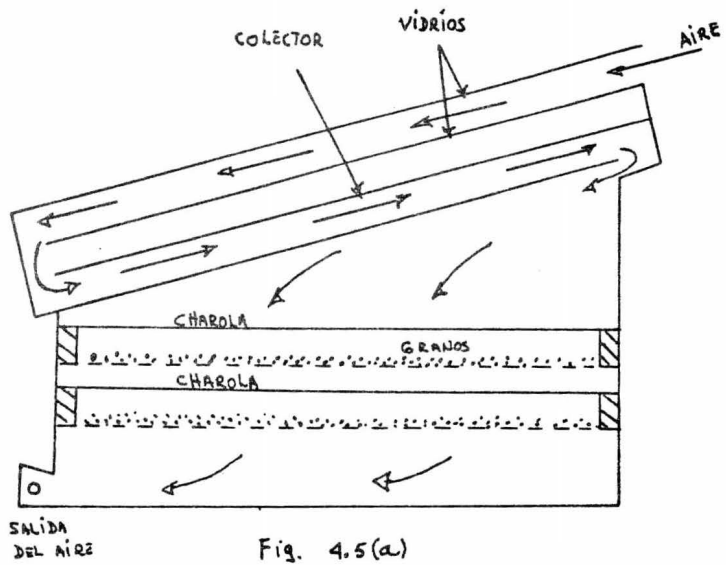


Fig. 4.5(a)

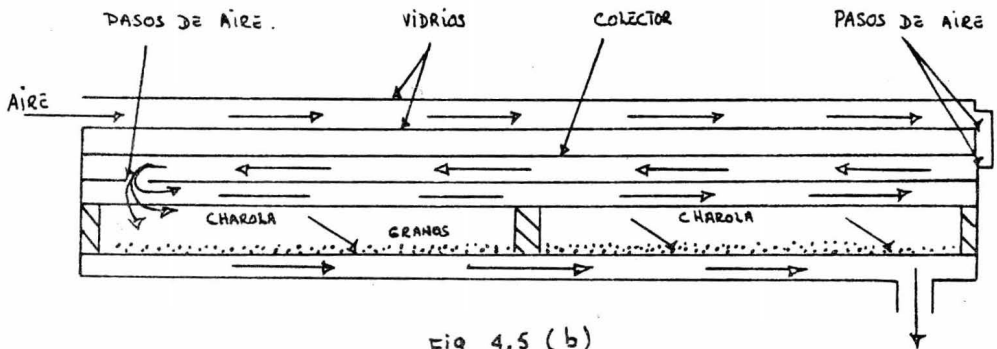


Fig 4.5 (b)

SECADORES SOLARES

## C O N C L U S I O N E S

Esperemos que después de este trabajo en nuestro país se le dé mayor importancia al uso de LA ENERGIA SOLAR, ya que poseemos un alto grado de insolación en relación con la mayoría de los países.

Debido a que la mayoría de los recursos energéticos actualmente en uso son de naturaleza no renovable, contaminantes y al incremento de la población que exige mayor demanda de éstos, es necesario poseer la tecnología adecuada para resolver parcial ó totalmente dichos problemas por medio del uso de la ENERGIA SOLAR.

Como hemos visto a lo largo de este trabajo, el principio de cualquier calentador solar es el mismo; es decir, una superficie orientada al sol que absorbe su energía radiante, de un fluido capaz de absorber el calor (aire, agua) el cual se hace circular a través de ella.

En el diseño de los colectores solares, el factor de eficiencia juega un papel importante y para incrementar éste es recomendable usar placas corrugadas pintadas de negro, ya que éstas incrementan la turbulencia del aire y aumentan el área del colector produciéndose una mejor transferencia de calor, y si estas corrugaciones son en ángulo recto en dirección al flujo de aire, la eficiencia se incrementa al doble que si és-

tas estuvieran con las corrugaciones paralelas a la dirección del flujo. No obstante lo anterior los colectores de placa plana presentan grandes ventajas sobre los otros tipos de calentadores solares, es decir: son fácilmente fabricados en grandes tamaños, el colector puede ser usado como parte del techo en calefacción doméstica, requiere menos mantenimiento.



Temperatura de captación por encima de la-ambiente (tc-ta), °F	Aplicaciones típicas	Número de cubiertas	
		Absorbedor Pintado de negro $\epsilon=0.9$ ó 0.95	Absorbedor selectivo $\epsilon=0.2$
-10 a +10	Calentamiento de aire para secado	- ninguna	ninguna
10 a 60	Calentamiento de agua en verano	-	
	Destilación	1	1
	Calefacción doméstica	-	
60 a 100	Calentamiento de agua	2	1
100 a 150	Acondicionamiento de aire en verano		
	Producción de vapor en verano	3	2
	Refrigeración		

TABLA 2.1 Guía para la selección del número de cubiertas transparentes.

TABLA 2.2. CONSTANTES UTILIZADAS PARA EL CALCULO DE "Fe"

Número de cubiert- tas		Absorbedor pintado de negro $\epsilon = 0.95$	Absobedor selec- tivo $\epsilon = 0.2$
1	a1	0.23	0.14
2	a1	0.17	0.10
	a2	0.63	0.44
3	a1	0.13	0.08
	a2	0.47	0.35
	a3	0.76	0.58
4	a1	0.11	0.07
	a2	0.39	0.30
	a3	0.62	0.50
	a4	0.83	0.67

Número de cubiertas	<u>PINTURA NEGRA</u> $\alpha = \epsilon = 0.95$					
	K=0.8/in			K=0.2/in		
	Fc	Fe	Fe/Fc	Fc	Fe	Fe/Fc
1	0.795	0.817	1.028	0.856	0.862	1.007
2	0.663	0.729	1.099	0.768	0.786	1.024
3	0.558	0.657	1.178	0.695	0.724	1.041
4	0.474	0.601	1.268	0.637	0.675	1.060

	<u>SUPERFICIES SELECTIVAS</u> $\alpha = 0.9, \epsilon = 0.2$					
	K=0.8/in			K=0.2/in		
	Fc	Fe	Fe/Fc	Fc	Fe	Fe/Fc
1	0.753	0.766	1.018	0.811	0.815	1.004
2	0.628	0.672	1.070	0.728	0.740	1.017
3	0.528	0.601	1.139	0.658	0.679	1.032
4	0.449	0.548	1.221	0.604	0.634	1.050

TABLA 2.3 Fc y Fe para colectores con cubiertas de vidrio (todos los vidrios tienen un espesor de 1/8 in. y el mismo coeficiente de extinción para cada sistema).

TABLA 4.1 CARACTERISTICAS DE LOS DIFERENTES TIPOS DE MATRIZ

TIPO	ESPEJOR (in)	COEFICIENTE DE EXTINCION	(ft) <sup>-1</sup>
I	0.002	30.35	
II	0.006	32.52	
III	0.002	47.43	
IV	0.002	11.90	
V	0.006	13.80	
VI	0.002	18.97	

TABLA 4.2 CORRELACIONES DE USO COMUN EN COLECTORES DE PLACA PLANA

INVESTIGADOR	ANGULO DE INCLINACION CON LA HORIZONTAL	GRASHOF	CORRELACION
Jakob	0°	$10^4 < Gr < 3.7 \times 10^5$	$Nu = 0.195 (Gr)^{1/4}$
De Graaf y Van de Held	0°	$2 \times 10^3 < Gr < 5 \times 10^4$	$Nu = 0.507 (Gr)^{0.4}$
	60°	$5 \times 10^3 < Gr < 5 \times 10^4$	$Nu = 0.0431 (Gr)^{0.37}$
Robinson y Powlitch	0°	$10^4 < Gr < 10^7$	$Nu = 0.152 (Gr)^{0.281}$
Tabor	60°	$10^4 < Gr < 10^7$	$Nu = 0.089 (Gr)^{0.31}$
Dropkin y Somerscales	0°	$2.11 \times 10^5 < Gr < 10.55 \times 10^8$	$Nu = 0.60 (Gr)^{1/3}$
	60°	$2.11 \times 10^5 < Gr < 3.52 \times 10^8$	$Nu = 0.0495 (Gr)^{1/3}$
Chinnapa	60°	$10^4 < Gr < 8 \times 10^4$	$Nu = 0.054 (Gr)^{0.36}$
	60°	$8 \times 10^4 < Gr < 10^6$	$Nu = 0.139 (Gr)^{0.278}$

## N O M E N C L A T U R A

a= constante utilizada en el cálculo de Fe (tabla 2.a)

A= área en ft<sup>2</sup>

Ac= área de la placa absorbente.

Ap= área perimetral del colector

B= ancho del colector en ft.

c= constante en la ecuación:  $h_{xy} = c(t_x - t_y)^{1/4}$

Cp= calor específico del aire.  $\frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$

d= distancia de la tierra al sol.

D=factor de ensuciamiento.

e= 2.7183...

E= factor de emisividad = 
$$\frac{1}{\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_r} - 1}$$

Ea= emitancia de los alrededores.

Ee= Emisividad efectiva = 
$$\frac{1}{\frac{1}{E_s} + \frac{1}{E_a} - 1}$$

Ep= emisividad de la placa absorbente.

Er= emisividad del fondo

Es- Emitancia de la superficie

$E_\lambda$  = emisividad monocromática

f= fracción de la energía solar incidente que es transmitida por las cubiertas y absorbida por la placa colector.

F<sup>l</sup>= factor de eficiencia = 
$$\frac{1}{1 + \frac{U_L}{h}}$$

F<sup>u</sup>= factor de flujo = 
$$\frac{1 - e^{-\frac{U_o}{G C_p}}}{U_o / G C_p}$$

F<sub>c</sub> = fracción de la radiación solar incidente que es transmitida a través de la cubierta transparente y absorbida por la placa colectora.

F<sub>e</sub> = producto de la transmitividad-absorbitividad efectiva - (ecuación 2.18)

F<sub>R</sub> = eficiencia global del colector = F' F''

G = Gasto en masa de aire por unidad de área del colector =  $\frac{W}{BL}$

h<sub>f</sub> = coeficiente efectivo de la transferencia de calor entre la placa absorbente y la corriente de aire  $\frac{BTU}{hrft^2 \text{ } \varphi$

h<sub>c</sub> = coeficiente de transferencia de calor por convección - entre la placa absorbente y el flujo de aire.

h<sub>c'</sub> = coeficiente de transferencia de calor por convección - entre la placa del fondo y el flujo de aire.

h<sub>r<sub>xy</sub></sub> = coeficiente de transferencia de calor por radiación - entre la superficie x - y.

h<sub>w</sub> = coeficiente debido a la velocidad del viento = 1 + 0.3V.

h<sub>xy</sub> = coeficiente de convección entre las superficies x-y = c (t<sub>x</sub>-t<sub>y</sub>)<sup>1/4</sup>

ángulo de inclinación	0°	30°	60°	90°
c	0.24	0.21	0.18	0.15

H = promedio diario total de la radiación sobre una superficie BTU/día-ft<sup>2</sup>

H<sub>s</sub> = fuerza por unidad de área en la superficie solar en-

$$\frac{\text{Cal}}{\text{Cm}^2/\text{min}}$$

$H_{oh}$  = radiación diaria sobre una superficie horizontal fuera de la atmósfera terrestre , BTU/día-ft<sup>2</sup>.

$H_{ot}$  = radiación diaria sobre una superficie inclinada fuera de la atmósfera terrestre, BTU /dia-ft<sup>2</sup>.

$i\theta$  = ángulo incidente.

$i'\theta$  = ángulo refractado.

$I$  = intensidad total de la radiación solar incidente BTU/hr-ft<sup>2</sup>.

$I_d$  = intensidad de la radiación solar difusa, BTU/hr-ft<sup>2</sup>.

$I_D$  = intensidad de la radiación solar directa, BTU/hr-ft<sup>2</sup>.

$I_o$  = intensidad de la radiación solar incidente sobre una superficie, BTU/hr-ft<sup>2</sup>.

$I_{SC}$  = constante solar = 442 BTU/hr-ft<sup>2</sup> = H=2 cal/min-cm<sup>2</sup>.

$K$  = coeficiente de extinción (in<sup>-1</sup> de espesor)

$L$  - latitud en grados.

$L'$  = espesor del material transparente en in.

$L''$  = longitud de la trayectoria de los rayos de la luz que pasan a través de las cubiertas transparentes.

$n$  = número de cubiertas transparentes.

$n'$  = índice de refracción.

$N$  = número total de horas existentes entre la salida y la puesta del sol. =  $\frac{2\omega_s}{15^\circ}$

$N_x$  = densidad de flujo radiante en un punto x, BTU/hr-ft<sup>2</sup>.

$q$  = transferencia de calor BTU/ hr-ft<sup>2</sup> del colector

$q_a$  = calor absorbido por la placa colectora BTU/hr-ft<sup>2</sup>.

$q_L$  = pérdidas de calor del sistema.

$q_r$  = calor por radiación por unidad de área, BTU/hr-ft<sup>2</sup>.

$q_U$  = calor útil a la salida del colector (ec.3.7)

$q_\lambda$  = energía de emisión monocromática a una longitud de onda dada.

$r$  = reflectividad.

$r_o$  = reflectividad a incidencia normal.

$r'$  =  $\frac{\text{distancia media entre la tierra y el sol}}{\text{distancia actual entre la tierra y el sol}}$ .

$R_d$  = factor de orientación =  $H_{ot}/H_{oh}$ .

$R_o$  = radio del sol - 696 000 Km.

$S$  = factor de sombreado.

$S_1, S_c$  - factor de corrección que toma en cuenta la diferencia de temperatura entre la temperatura ambiente, y la temperatura del cielo  $t_s$ .

$$S_1 = (t_1 - t_s)(t_1 - t_a)$$

$$S_c = (t_c - t_s)(t_c - t_a).$$

$t$  = temperatura del aire en un punto x dado.

$t_a$  = temperatura ambiente del aire °F, °C.

$t_p$  = temperatura de la placa absorbente °F, °C.

$t_r$  = temperatura del aislante del fondo °F, °C.

$t_s$  = temperatura del cielo °F

$t_1, t_2, t_3$  = temperaturas de las cubiertas transparentes.

$T$  = temperatura absoluta °R ó °K



T = transmitancia para la radiación solar.

$T_{\lambda}$  = transmitancia para la radiación solar a una longitud de onda dada.

U = coeficiente de transferencia de calor BTU/hr-ft<sup>2</sup>F°

U<sub>ed</sub> = coeficiente de pérdidas de calor por las orillas.

U<sub>up</sub> = coeficiente de pérdidas de calor entre la placa absorbente y el aire ambiente (ec.3.15)

U<sub>L</sub> = coeficiente de pérdidas de calor entre la placa absorbente y el aire ambiente incluyendo pérdidas del fondo y las orillas, (ec.3.14) BTU/hr-ft<sup>2</sup>F°.

U<sub>o</sub> - coeficiente global de transferencia de calor desde el interior del calentador al aire ambiente.

$$U_o = \frac{1}{\left[ \frac{1}{U_L} + \frac{1}{h} \right]} = F'U_L$$

V = velocidad del viento en millas/hr.

W = flujo de aire a través del colector (gasto en masa)

x = distancia de la entrada de aire al punto considerado.

X = fracción de la longitud de onda por radiación que es completamente absorbida en el primer plástico (X=0.45)

Z,  $\gamma$ , y  $\Omega$  = parámetros que usamos en la simplificación de algunas ecuaciones.

$\alpha$  = absorbitividad para la radiación solar.

$\alpha_e$  = absorbitividad efectiva.

$\alpha_{\lambda}$  = absorbitividad a una longitud de onda dada.

$\beta$  = ángulo de inclinación del colector medido a partir de la horizontal en grados.

$\beta'$  = coeficiente de extinción ft<sup>-1</sup>

$\delta$  = declinación solar en grados..

$\epsilon_c$  = emisividad del colector = 0.95 (pintura negra)  
= 0.2 (sup.selectiva)

$\epsilon_p$  = emisividad del plástico = 0.63

$\epsilon_v$  = emisividad del vidrio = 0.88

$\theta_h$  = ángulo de los rayos incidentes sobre una superficie horizontal en grados.

$\theta_t$  = ángulo de los rayos incidentes con respecto a la normal para una superficie inclinada en grados.

$\lambda$  = longitud de onda en micrones.

$\pi$  = 3.14159...

$\tau$  = transmitancia del plástico para la longitud de onda por radiación (0.3 para el tedlar).

$\omega$  = ángulo horario en radianes.

$\omega_s$  = ángulo horario de la puesta del sol en radianes.

$\omega'_s$  = ángulo horario de la puesta del sol en una superficie inclinada en radianes.

B I B L I O G R A F I A

- 1) George Russel Harrison -"THE CONQUEST OF ENERGY CHAPTER - =  
-TER, X " The power of sunshine."  
Pág. 164-184. Ed. Morrow, New -  
York, U.S.A., 1968.
- 2) Hy Ruchlis " THE WONDER OF LIGHT " CHAPTER -  
I, pág. 5-37 Ed. Plaza & Janes,  
Buenos Aires, Argentina, 1965.
- 3) Jacques Bergier y "LA GUERRA SECRETA DEL PETROLEO"  
Bernard Thomas Ed. Plaza & Janes, Buenos Aires?  
Ar gentina, 1971.
- 4) Patrick Moore "THE SUN" CHAPTER III Pág. 26-34.  
Ed. Norton, New York, U.S.A.,1968
- 5) Revista IMIQ "ENERGIA" nov. 1974. Vol.XV -  
No. 9, D. F., México.
- 6) Revista "SCIENTIFIC AMERICAN" sep. 1971  
vol. 224 N°3, New York, U.S.A.
- 7) Alex G. Smith "RADIO EXPLORACION DEL SOL"  
CAP. II Pág. 14. Ed. Reverte M.  
D. F. México, 1969.
- 8) Austin Whillier BLACK PAINTED SOLAR AIR HEATERS  
OF CONVENTIONAL DESIGN".

- (barbados, West Indies) SOLAR ENERGY  
Vol. 8 No. 1 Pág.31-37, 1964.
- 9) H. C. Hottel y A. Whillier. "EVALUATION OF FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR PERFORMANCE" TRANS OF CONFERENCE ON THE USE OF SOLAR ENERGY", (University of Arizona, Tucson) THERMAL PROCESSES part 2 vol. III Pág. 74-104-1955. - -- -- -
- 10) H.C. Hottel y B. B. Woertz "THE PERFORMANCE OF FLAT PLATE SOLAR HEAT COLLECTORS "TRANS AM. SOC. MECH. ENGRS. 64 Feb. 1942 pag. 91-104, Cambridge, Mass. -- -
- 11) Austin Whillier "DESIGN FACTORS INFLUENCING SOLAR COLLECTOR PERFORMANCE IN LOW TEMPERATURE ENGINEERING APPLICATION OF SOLAR ENERGY" ASHRAE CHAPTER III New York, 1967. - -- -
- 12) H. Tabor "SELECTIVE SURFACES FOR SOLAR COLLECTOR IN LOW TEMPERATURE ENGINEERING APPLICATIONS OF SOLAR ENERGY" CHAPTER IV ASHRAE. New York, 1967. -
- 13) Franc. E. Edlin "PLASTING GLAZINGS FOR SOLAR ENERGY ABSORPTION COLLECTORS" (Wilmington, Delaware) SOLAR ENERGY vol. 2 Pág.3-5 1958-59 -

- 14) E. B. Penrod "SOLAR LOAD ANALYSIS BY USE OF -  
ORTHOGRAPHIC PROJECTIONS AND SPHE  
RICAL TRIGONOMETRY" (University of  
Kentucky) SOLAR ENERGY Vol. 8 No-  
4 Pag. 127, 1964.
- 15) Austin Whillier "PLASTIC COVERS FOR SOLAR COLLEC-  
TORS" (St. James Barbados, B.W.I)  
SOLAR ENERGY vol. 7 No. 3 pag. 148,  
1963.
- 16) Raymund W.Bliss,Jr. "THE DERIVATIONS OF SEVERAL PLATE  
EFFICIENCY FACTORS USEFUL IN THE  
DESIGN OF FLAT-PLATE SOLAR HEAT -  
COLLECTORS" (University of Arizona,  
-Tucson) SOLAR ENERGY vol. III No.  
4Pag. 55-64-1959.
- 17) REVISTA "MECANICA POPULAR" mayo, 1975.  
James M. Liston Nnevos Calentadores Solares pag. -  
39-44, D. F. México.
- 18) Tabor "RADIATION, CONVECTION AND CONDUCTION  
COEFFICIENTS IN SOLAR COLLEC-  
TORS" BULL. RES. COUNC. OF ISARAEL  
Vol. 6c(3) Pag 155-176, 1968.
- 19) W.W.S. Charters y "HEAT TRANSFER EFFECTS IN SOLAR --  
R.W.G.MACDONALD AIR HEATERS" (University de Mel-

- bourne, DEPTO. INGENIERIA MECANICA) \_  
E 37, AUSTRALIA.
- 20) J.C.V. Chinnappa "FREE CONVECTION IN AIR BETWEEN A\_  
60 VEE CORRUGATED PLATE AND A FLAT  
plate" intl. jnl. HEAT AND MASS -  
TRANSFER" Vol. 13 pag.117-123.  
JANUARY 1971 (University of Ceylon,  
PERADENIYA CEYLON)
- 21) J.P. Chiou M.M. "A SLIT AND EXPANDED FOIL MATRIX -  
El-Wakil y SOLAR COLLECTOR" ASME publication  
J.A. Duffie 64-WA(SOL-10 1964 (University of -  
Wisconsin).
- 22) V.D. Bevill y "SOLAR ENERGY COLLECTOR FOR HEA -  
H. Brant TING AIR" (University of Califor--  
nia, DAVIS CALIFORNIA) SOLAR ENER-  
GY vol. 12N°1 Pag. 19-29, 1968.
- 23) M. Kudret Selcuk "FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR PERFOR  
MANCE AT HIGH TEMPERATURES"(UNI -  
VERSIDAD Técnica del Medio Oriente,  
ANKARA, TURQUIA) SOLAR ENERGY vol:  
8 N 2 Pag. 57, 1964.

- 24) Satcunanatnan S. y "A TWO PASS SOLAR AIR HEATER"  
 Deonarine S. (University of West Indies, SAN  
 AGUSTIN, TRINIDAD), SOLAR ENERGY  
 Vol. 15 No.4 Pag. 41-49, 1973
- 25) A. Choda y W. R. W. "THE PERFORMANCE OF SOLAR AIR -  
 Read HEATER AND ROCKPILE THERMAL ---  
 STORAGE SYSTEM" PROCEEDINGS OF -  
 INTERNATIONAL SOLAR ENERGY SOCIE  
 TY CONFERENCE MELBOURNE, AUSTRALIA,  
 2 - 6 march 1970.
- 26) Suppramaniam Satcuna  
 than. "A CROP DRIER UTILISING A TWO -  
 PASS SOLAR AIR HEATER" (Univer -  
 sity of West Indies,) TRINIDAD,-  
 WEST INDIES.
- 27) REVISTA DE LENINGRADO  
 A.I. Voeikov Main -"SOLAR RADIATION AND RADIATION -  
 Geophysical Observa-BALANCE DATA" JUNE 1974.  
 tory LENINGRADO, U.R.S.S.