

81  
29



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

EVALUACION TERMICA DE UN CALENTADOR SOLAR  
CON GEOMETRIA CONICO - HELICOIDAL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

JOSE MIGUEL LOPEZ NORIEGA

DIRECTOR:

M. en I. FILIBERTO GUTIERREZ M.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

México D.F. 1990





Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **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 está 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.

## C O N T E N I D O

### INTRODUCCION

I	RADIACION SOLAR	1
II	COLECTORES PLANOS - GENERALIDADES	15
III	BALANCE TERMICO DE UN CALENTADOR SOLAR PLANO	20
IV	PARTICULARIDADES DE LA SUPERFICIE BSORBEDORA DEL CALENTADOR CONICO - HELICOIDAL	29
V	MODELO NUMERICO DEL CALENTADOR CONICO - HELICOIDAL	39
VI	ASPECTOS CONSTRUCTIVOS DEL CALENTADOR SOLAR	46
VII	PRUEBAS EXPERIMENTALES Y ANALISIS DE RESULTADOS	51
VIII	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	78
IX	REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFIA	79

### APENDICE

### NOMENCLATURA

## INTRODUCCION

Dada la creciente demanda de energía en nuestro país y de hecho, en el mundo entero, y la cada vez más insuficiente oferta de gas L.P. y otros combustibles de uso doméstico, con sus ya conocidos problemas de producción, transporte, abasto, etc., se cree que en los próximos años, la energía solar jugará un papel muy importante. En realidad, no se espera que resuelva el problema energético en su totalidad, sin embargo, pudiera resolver en una gran parte los problemas relacionados a confort y acondicionamiento, ya sea refrigeración, calentamiento de aire y calentamiento de agua. A esto se debe incluir que se trata de una energía limpia.

Es por estas razones que se realizó el presente trabajo, en el cual se estudia y se evalúa el funcionamiento teórico y práctico de un calentador solar que tiene una geometría distinta a las que hasta ahora se han venido utilizando. En el que se emplean otros materiales para su construcción, con lo cual se piensa que es posible disminuir el costo de fabricación de los calentadores solares para agua, sin afectar significativamente su eficiencia térmica.

Los materiales que se usaron para la construcción del calentador solar con geometría Cónico-Helicoidal, que se analiza en este trabajo, son en su mayoría plásticos, los cuales son idóneos para lograr una reducción importante en el costo de fabricación, a la vez que resolverán un serio problema que ha venido limitando el uso de los calentadores solares en gran parte del país, como son las regiones en donde la temperatura desciende a menos de 2°C durante el invierno, pues al congelarse el agua en el interior de los tubos de cobre (usados en los colectores planos típicos), estos se rompen con facilidad. Este problema se evita al usar materiales plásticos en lugar de cobre.

## I RADIACION SOLAR.

### 1.1 RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE Y CONSTANTE SOLAR.

El Sol es una estrella más entre millones de la galaxia conocida como "vía láctea", puede considerarse por su temperatura, brillo y dimensiones como una estrella "media". Para nuestro planeta, a una distancia promedio de 150 millones de kilómetros, es la fuente fundamental de energía. El radio solar se estima en 700 mil km. y su peso en  $2.2 \times 10^{27}$  toneladas. El núcleo solar está formado por hidrógeno (50%), helio (40%) y metales pesados (10%), ahí la temperatura es de 8 a 40 millones de grados Kelvin. [3]

El valor de la densidad de flujo de radiación solar, en otras palabras, la cantidad de energía por unidad de tiempo que recibe del sol una superficie de área unitaria perpendicular a la radiación, en el espacio, y a la distancia media tierra-Sol se llama constante solar ( $I_0$ ). Se han realizado numerosas mediciones directas e indirectas de la constante solar cuyo valor normal o estándar es de  $1372.7 \text{ W/m}^2$  (1982) [12] y es una magnitud muy importante para la climatología de nuestro planeta.

Para comprender la interacción de la radiación solar con la atmósfera y la superficie terrestre, es importante conocer la distribución de energía en el espectro solar. Dicha distribución guarda mucha semejanza con la emisión de un cuerpo negro a la temperatura de 6000 K; las diferencias son ocasionadas por la absorción de algunas líneas en la atmósfera solar. Esta distribución se muestra en la siguiente figura.

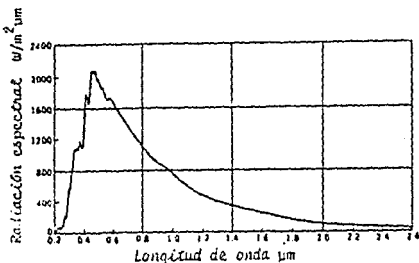


Fig 1.1 Distribución espectral de la radiación solar extraterrestre

La radiación solar extraterrestre  $I_0$ , cambia a lo largo del año, debido a la variación de la distancia tierra-sol. En enero es 3.5% mayor que la constante solar y 3.5% menor en junio. El valor de  $I_0$  se puede calcular aproximadamente con la siguiente relación empírica, en donde  $n$  es el número del día del año. [1]

$$I_0 = I_{sc} \left[ 1 + 0.033 \cos\left(\frac{360 n}{370}\right) \right] \dots\dots\dots(1.1)$$

### 1.2 RADIACION SOLAR SOBRE LA SUPERFICIE TERRESTRE.

La atmósfera terrestre está constituida por una masa gaseosa y estratificada que produce una atenuación en la radiación solar.

La variación vertical de la temperatura permite distinguir distintas regiones, la tropósfera, la estratósfera, la ionósfera y la exósfera.

Con el objeto de estudiar el fenómeno de atenuación que experimenta la radiación a través de la atmósfera, se ha definido el concepto de "masa de aire" ( $m$ ), como la longitud de la trayectoria que sigue la radiación solar a través de la atmósfera, la cual al nivel del mar y cuando el sol está en cenit se hace unitaria.

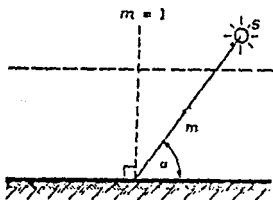


Fig. 1.2 Variación de la "masa de aire" que atraviesa un rayo de sol.

Como se puede apreciar en la fig. (1.2), el valor de la masa de aire es función de la altura solar ( $\alpha$ ), que se define como el ángulo que el rayo del sol forma con el horizonte. Esta masa de aire ( $m$ ) se calcula como: [5]

$$m = \frac{1}{\text{sen } \alpha} \dots\dots\dots(1.2)$$

Para conocer la fracción de la radiación que llega a la superficie terrestre, es necesario conocer la "transmitancia atmosférica", que se calcula con la expresión (1.3). [3]

$$\tau_{atm} = 0.5 \left( e^{-0.65m} + e^{-0.95m} \right) \dots\dots\dots(1.3)$$

Si la presión atmosférica del lugar ( $P_r$ ), difiere de la presión atmosférica ( $P_o$ ), la expresión anterior deberá multiplicarse por el cociente  $P_r/P_o$ .

La magnitud de la radiación solar también es alterada a lo largo del año debido al cambio estacional como resultado de la variación del eje terrestre con respecto al plano de traslación, lo que ocasiona la variación en la duración del día o longitud del día en todo el planeta, excepto en el Ecuador. Dado que la inclinación del eje terrestre es de  $23^\circ 27'$ , en el intervalo de paralelos terrestres de latitud  $23^\circ 27' N$  a  $23^\circ 27' S$ , hay al menos un día al año en el cual el sol al medio día se observa verticalmente al lugar. Esta región, limitada al norte por el Trópico de Cáncer y al sur por el Trópico de Capricornio, recibe la máxima radiación solar en el planeta.

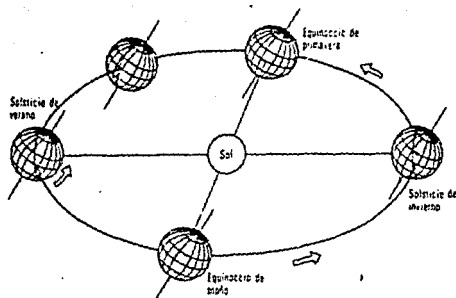


Fig. 1.3 El movimiento de la tierra alrededor del sol

### 1.3 FLUJO DE RADIACION SOLAR A NIVEL DE LA SUPERFICIE TERRESTRE.

Como ya se mencionó, la presencia de la atmósfera es causa de que la radiación que alcanza la superficie terrestre llegue no solo atenuada, sino con una composición espectral diferente, debido a su interacción con la masa de aire.

Es posible separar el flujo total de radiación solar que incide en una superficie horizontal (radiación global) en dos componentes: la radiación directa y la radiación difusa. por radiación directa se entiende la que llega al punto de observación directamente del sol; por radiación difusa se entiende la radiación dispersa en la atmósfera, en la dirección del observador.

El flujo de radiación directa depende de la distancia entre la tierra y el sol en el momento de la observación. Depende también del estado físico de la atmósfera, del contenido de ozono, vapor de agua, bióxido de carbono, de la cantidad y tipo de partículas en suspensión, de la presencia de nubes y de la altura solar( $\alpha$ ).

Dado que la fuente inmediata de radiación difusa es la radiación directa, entonces la primera debe depender de los factores que determinan a la segunda: la altura solar, la turbiedad atmosférica, la nubosidad y la naturaleza de la superficie subyacente. De ellos, la nubosidad es seguramente el factor que mayor variación puede introducir en el flujo de radiación difusa.

En la fig.(1.10) se muestra un esquema de la descomposición que sufre la radiación solar en el ámbito terrestre.



#### 1.4 ANGULOS SOLARES

Dada la relatividad de los movimientos entre tierra y sol, para este análisis se supondrá que la tierra está fija en el espacio y que el sol describe un movimiento virtual alrededor de esta. En consecuencia, su posición en el firmamento quedará descrita mediante dos variables angulares: la altura solar  $\alpha$  y el acimut solar  $\gamma$ .

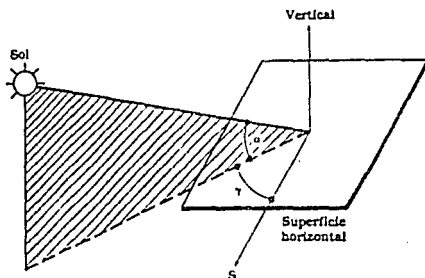


Fig 1.4 Angulos de posición del sol

Como se ve en la fig (1.4), la altura solar define el ángulo que la visual al sol forma con el horizonte, mientras que el acimut define la desviación que tienen los rayos del sol con respecto al sur verdadero. El cálculo de estas variables depende fundamentalmente de tres parámetros: la latitud del lugar  $\phi$ , la declinación  $\delta$  y el ángulo horario  $\omega$ .

La latitud se define mediante el arco de meridiano comprendido entre un punto cualquiera de la superficie terrestre y el ecuador. Positivo si se mide hacia el norte del ecuador y negativo hacia el sur de éste.

La declinación del sol es el ángulo formado entre el plano del ecuador terrestre y el plano de la trayectoria orbital de la tierra véase Fig.1.5. En esta figura se ilustra esquemáticamente una esfera celeste donde la tierra se ha tomado como centro del Universo.

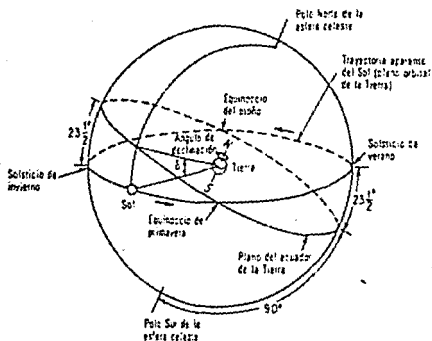


Fig. 1.5 Esfera celeste que muestra la trayectoria aparente del sol y su ángulo de declinación.

Este parámetro ( $\delta$ ), dependiente del día del año ( $n$ ) se puede calcular con la siguiente expresión. [2]

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \dots\dots\dots (1.4)$$

Por otra parte, el ángulo horario ( $\omega$ ), es igual a cero al medio día solar y adquiere un valor de 15 grados por cada hora, siendo positivo en las tardes y negativo en las mañanas.

La altura y acimut solar, se calculan mediante las siguientes relaciones trigonométricas. [3]

$$\text{sen}\alpha = \cos\phi \cos\delta \cos\omega + \text{sen}\phi \text{sen}\delta \dots\dots\dots(1.5)$$

$$\text{sen}\gamma = \cos\delta \text{sen}\omega / \cos\alpha \dots\dots\dots(1.6)$$

Haciendo uso de las expresiones anteriores puede calcularse la longitud del día ( $T_d$ ), haciendo  $\alpha = 0$ ; y por lo tanto la duración del día  $t_d$ , en horas será:

$$t_d = \frac{2}{15} \omega_s \dots\dots\dots(1.7)$$

Donde  $\omega_s$  se define como el ángulo horario al amanecer.

$$\cos\omega_s = -(\tan\phi \tan\delta) \dots\dots\dots(1.8)$$

Cabe también apuntar que el tiempo solar ( $t_{sol}$ ) difiere del tiempo oficial ( $t_{of}$ ), relacionándose entre sí con la siguiente expresión. [3]

$$t_{sol} = t_{of} + E + 4 (l_{ref} - l_{loc}) \dots\dots\dots(1.9)$$

Dónde :

$$E = 9.87 \text{sen}(2B) - 7.35 \text{cos}B - 1.5 \text{sen}B \dots\dots\dots(1.10)$$

$$B = \frac{360 (n-81)}{364} \dots\dots\dots(1.11)$$

y además:

$l_{ref}$  es la longitud del meridiano de referencia de acuerdo al horario oficial para la zona.

$l_{loc}$  es la longitud del meridiano que pasa por el lugar en cuestión

"n" es el día del año.

### 1.5 RADIACION SOLAR DIRECTA SOBRE UNA SUPERFICIE HORIZONTAL

Para poder hacer una estimación de la radiación solar directa que recibe un plano horizontal sobre la superficie terrestre  $I_{BH}$ , es necesario conocer tres parámetros, que son: la radiación solar extraterrestre ( $I_0$ ), la transmitancia de la atmósfera ( $\tau_{atm}$ ) y el ángulo  $\theta_z$ . Este último es el ángulo formado entre la normal a la superficie horizontal y el haz de radiación solar ( $I_0$ ) como se indica en la fig. (1.6) y se calcula como: [2]

$$\cos\theta_z = \sin\delta \sin\phi + \cos\delta \cos\phi \cos\omega \dots\dots\dots(1.12)$$

Por lo que entonces, la radiación directa sobre un plano horizontal en la superficie terrestre será : [2]

$$I_{BH} = I_0 \tau_{atm} \cos \theta_z \dots\dots\dots(1.13)$$

Lo anterior, se puede observar en la figura 1.6



Fig. 1.6 Radiación directa sobre un plano horizontal en la superficie terrestre.

### 1.6 RADIACION SOLAR DIRECTA SOBRE UNA SUPERFICIE INCLINADA.

Se establece la posición de cualquier plano inclinado mediante su inclinación ( $s$ ) con respecto a un plano horizontal y su ángulo de orientación con respecto a la dirección del sur ( $\gamma_s$ ), como se esquematiza en la siguiente figura.

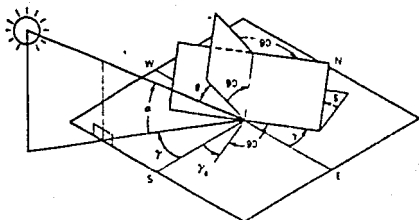


Fig. 1.7 Angulos utilizados para calcular la radiación sobre una superficie inclinada.

El ángulo de incidencia  $\theta$  de la radiación directa queda definido como el ángulo formado entre la normal a la superficie inclinada y el haz de radiación.

Para una superficie inclinada hacia el sur ( $\gamma_s = 0$ ) el ángulo  $\theta$  está definido como: [2]

$$\cos\theta = \text{sen}\delta \text{ sen}(\phi-s) + \cos\delta \cos(\phi-s) \cos\omega \quad \dots\dots\dots(1.14)$$

Y para una superficie inclinada y orientada un ángulo  $\gamma_s$  con respecto al sur como:[1]

$$\cos\theta = \cos\alpha \cos(\gamma-\gamma_s) \text{ sen}(s) + \text{sen}\alpha \cos(s) \quad \dots\dots\dots(1.15)$$

Donde  $\gamma_s$  tomará valores negativos cuando la superficie esté orientada al este y positivos cuando este orientada al oeste, como se muestra en la fig. (1.7).

Para relacionar la radiación directa sobre un plano horizontal,  $I_{BH}$  con la radiación sobre un plano inclinado  $I_{BC}$ , como se observa en la fig. (1.8), se define el factor de proyección  $R_B$  como :[3]

$$R_B = \frac{I_{BC}}{I_{BH}} = \frac{I_B \cos\theta}{I_B \cos\theta_z} = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad \dots\dots\dots(1.16)$$

$$\text{ó} \quad I_{BC} = R_B I_{BH} \quad \dots\dots\dots(1.16a)$$

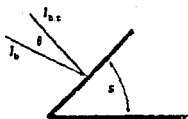


Fig 1.8 Radiación directa sobre un plano inclinado.

### 1.7 RADIACION SOLAR DIFUSA SOBRE UNA SUPERFICIE INCLINADA

Para evaluar la radiación difusa para un instante dado, se utilizó una expresión empírica en función de parámetros ambientales. [11]

la radiación difusa total sobre el plano inclinado ( $I_{or}$ ) es :

$$I_{or} = 0.5 \left[ (1 + \cos(s)) I_{oc} + (1 - \cos(s)) I_{os} \right] \dots\dots(1.17)$$

La radiación difusa proveniente del cielo ( $I_{oc}$ ) será:

$$I_{oc} = I_o \cos\theta_z \left[ \frac{1}{1+G} \left[ G \text{ EXP } \left( \text{DEL}_1 - \text{EOP} \right) + \text{EXP} \left( \text{DEL}_2 - \text{EOP} \right) \right] - \text{EXP} \left( \frac{-\text{EOP}}{\cos\theta_z} \right) \right] \dots\dots(1.18)$$

La radiación difusa que proviene del suelo ( $I_{os}$ ) :

(ec 1.19)

$$I_{os} = \text{REF } I_o \left[ \frac{1}{1+G} \left[ G \text{ EXP} \left( \text{DEL}_1 - \text{EOP} \right) + \text{EXP} \left( \text{DEL}_2 - \text{EOP} \right) \right] \right]$$

$$G = \left[ \frac{DEL_2 + A - B (REF)}{DEL_1 + A - B (REF)} \right] \text{EXP} \left( (DEL_2 - DEL_1) \text{EOP} \right) \dots\dots(1.20)$$

$$DEL_1 = 0.5 (C-A) + 0.5 \left[ (C+A)^2 - 4BD \right]^{0.5} \dots\dots(1.21)$$

$$DEL_2 = 0.5 (C-A) - 0.5 \left[ (C+A)^2 - 4BD \right]^{0.5} \dots\dots(1.22)$$

$$A = \frac{2 - ALB}{2 \cos \theta_z} \dots\dots(1.23a)$$

$$B = ALB \dots\dots(1.23b)$$

$$C = 2 - ALB \dots\dots(1.24)$$

$$D = \frac{ALB}{2 \cos \theta_z} \dots\dots(1.25)$$

Como se ve, en las ecuaciones anteriores se involucran tres parámetros ambientales básicos: el espesor óptico de la atmósfera (EOP), el albedo por dispersión (ALB) y la reflectividad del terreno (REF)

En una atmósfera brumosa típica continental, el valor promedio para el albedo por dispersión es de 0.72 [11] obtenido al promediar seis valores correspondientes a seis longitudes de onda. Para terrenos de vegetación oscura, REF < 0.2, mientras que para terrenos cubiertos de nieve es aproximadamente 0.5.

Para la ciudad de México los valores promedios del espesor óptico de la atmósfera y del albedo simple, han sido obtenidos en el Instituto de Geofísica de la UNAM. [11]:

ALB = 0.5

EOP = 0.4

### 1.8 RADIACION GLOBAL SOBRE UNA SUPERFICIE INCLINADA

La radiación global sobre un plano inclinado en un instante dado será entonces:

$$I_G = I_{sc} + I_{tr} \dots\dots\dots(1.26)$$

En un cielo despejado el flujo de radiación difusa constituye aproximadamente un 10% de la insolación y se incrementa como regla, con el aumento de la nubosidad.

### 1.9 PASO DE LA RADIACION SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO

La radiación que incide sobre una superficie transparente es absorbida, reflejada y transmitida, como se muestra en la fig. (1.9). La suma de la absorptancia, reflectancia y transmitancia debe ser igual a la unidad. Estos tres parámetros son función de la longitud de onda, del ángulo de incidencia de la radiación, del índice de refracción y del coeficiente de extinción del material.

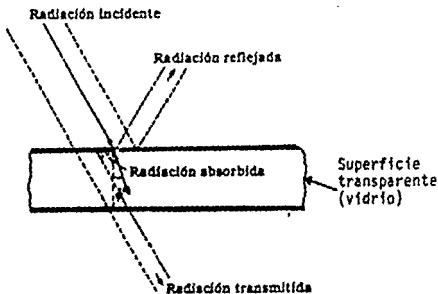


Fig 1.9 Radiación incidente sobre una superficie transparente.



A continuación se presenta un diagrama del trayecto que seguiría la radiación desde el límite superior de la atmósfera hasta la placa absorbidora de un calentador solar, con las diferentes pérdidas y desviaciones que sufre .

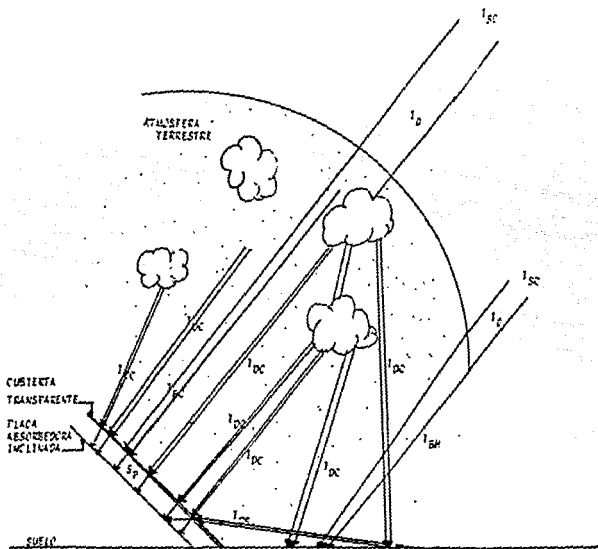


Fig. 1.10 Pérdidas y desviaciones que sufre la radiación solar en el ámbito terrestre, hasta llegar al interior de un calentador solar.

- $I_{sc}$  Constante solar.
- $I_0$  Radiación extraterrestre.
- $I_c$  Radiación directa sobre un plano inclinado en la superficie terrestre.
- $I_{bh}$  Radiación directa sobre un plano horizontal en la superficie terrestre.
- $I_{bc}$  Radiación difusa del cielo.
- $I_{bs}$  Radiación difusa del suelo.
- $I_{sp}$  Radiación neta recibida por el absorbedor.

## 1.10 MEDICION DE LA RADIACION SOLAR

Existen varios instrumentos para medir las distintas radiaciones que llegan a una superficie. Todos ellos convierten la energía de la radiación solar en otra forma de energía, dando una lectura proporcional a la intensidad de radiación. El aparato más común para medir la radiación total o global, dentro de un campo visual hemisférico, es el piranómetro el cual está formado básicamente por una celda solar térmica o fotopila que produce una diferencia de potencial proporcional a la intensidad de radiación.

Otro instrumento es el pirheliómetro, que sirve para medir la radiación directa incidente sobre un plano normal a los rayos solares.

También se emplea el heliógrafo de Campbell-Stokes para medir las horas de asoleamiento. Este instrumento está constituido por una lente esférica que produce una imagen del sol sobre un papel, el cual se quema en ese punto cuando la radiación está por encima de  $120 \text{ W/m}^2$ .

## II COLECTORES PLANOS - GENERALIDADES

Con el fin de que el lector pueda apreciar la diferencia entre un colector plano y el colector solar "Cónico-helicoidal", que se describe más adelante, se estudiará brevemente en este capítulo cómo están constituidos los colectores planos, que son hasta ahora la forma más común de captar y utilizar el calor de los rayos solares para calentar agua.

La fig. (2.1) muestra un corte transversal de un colector plano típico. Como se puede observar en este diagrama, la radiación solar atraviesa una o varias cubiertas transparentes (vidrios) para luego ser convertida en calor en la placa de absorción. El calor que reciben las aletas es transferido por conducción hacia los tubos y de ahí por convección hasta el fluido dentro de estos. Todo el conjunto se encuentra en el interior de una caja, generalmente metálica, la cual lleva un aislamiento en la parte inferior y en los lados, con el fin de disminuir las pérdidas de calor en la parte inferior de la placa de absorción.

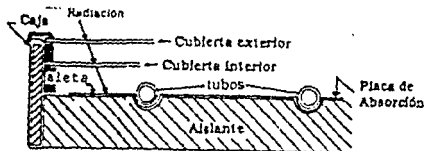


Fig. 2.1 Corte transversal de un colector plano con dos cubiertas de vidrio.

Para el diseño de los colectores planos, como para cualquier diseño ingenieril, es importante conocer sus características constructivas, algunas son:

El material de los tubos; el diámetro y la longitud de los mismos; el número de tubos y el espaciado entre estos (ancho de aleta); el material de la placa absorbidora, su espesor y acabado superficial; el número y tipo de cubiertas; el espesor y el tipo de aislante; el flujo másico y el fluido de trabajo; la inclinación del colector con respecto a la horizontal, etc. Todos estos parámetros tienen mayor o menor importancia en el funcionamiento de un captador plano, dependiendo del tipo de aplicación destinada. La fig. (2.2) muestra el esquema de un captador solar plano completo.

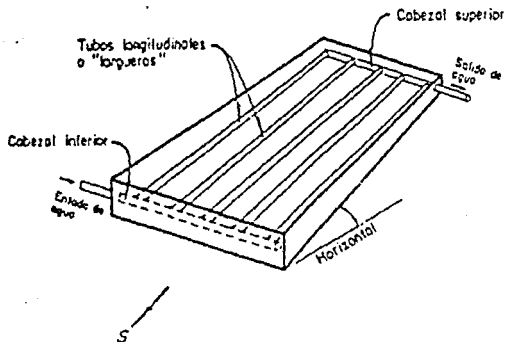


Fig. 2.2 Esquema de un captador solar plano completo.

La mayoría de los captadores planos se instalan inclinados hacia el sur (latitud  $N$ ), alimentándose por la parte inferior y sacando el fluido por la parte superior. La razón principal por la que se alimentan por la parte inferior es que con ello se logran condiciones propicias de circulación y de eliminación de burbujas de aire, a la vez que se induce la llamada circulación natural.

Uno de los principales reductores de pérdida de calor en los colectores solares es la cubierta de vidrio o acrílico, la cual es transparente a longitudes de onda menores a 2 micras (radiación solar) y resulta prácticamente opaca a la radiación de longitudes más largas. La mayor parte de la radiación solar que llega hasta la superficie terrestre corresponde a longitudes de onda corta (0.4-1 micras), mientras que un cuerpo cualquiera a una temperatura cercana a los  $100^{\circ}\text{C}$  emite radiación que casi en su totalidad corresponde a longitudes de onda mayores a las 2 micras. Dado lo anterior, la mayor parte de la radiación solar llega hasta la placa absorbidora, mientras que sólo una pequeña parte de la emitida cuando ésta se calienta, logra escapar, quedando el resto dentro del captador. Este es el llamado efecto de invernadero. Además al encerrar a la placa se inhiben también las pérdidas por convección.

Otra forma de reducir pérdidas térmicas, a temperaturas mayores a los  $60^{\circ}\text{C}$ , en dónde las pérdidas por radiación son importantes, es utilizando recubrimientos negros de alta capacidad de absorción y de poca capacidad de emisión de radiación infrarroja, como son el óxido de cobre, níquel o cromo negros, estas son las llamadas superficies selectivas.

## 2.1 ALMACENAMIENTO TERMICO

Dada la naturaleza intermitente de la radiación solar, casi todos los procesos de conversión fototérmica necesitan un sistema de almacenamiento de calor con el fin de conservar la energía que se capta durante el día.

En el caso de los calentadores de agua, se utiliza un depósito aislado térmicamente y provisto de las conexiones necesarias para operar en circuito cerrado, como se muestra en la fig.(2.3).

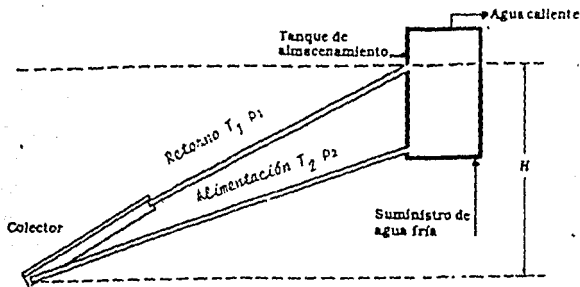


Fig. 2.3 Calentador solar de agua con circulación natural.

Este tanque puede ser de temperatura homogénea o estratificada. El primer caso ocurre cuando las velocidades del fluido en el circuito son relativamente altas, ocurriendo esto generalmente cuando el agua es impulsada por una bomba (circulación forzada). En el segundo caso, estratificada, la temperatura mínima se localiza en el fondo y va creciendo a lo largo de la vertical, como ocurre casi siempre en todos los calentadores con circulación natural.

Como se observa en la fig. (2.3), las conexiones de un tanque de almacenamiento térmico son normalmente cuatro: la alimentación de agua fría de repuesto, la salida de agua caliente de servicios y las dos interconexiones del tanque con el captador solar, una en la parte superior, donde descarga el calentador y otra en la parte inferior que suministra agua fría al mismo.

## 2.2 CIRCULACION TERMOSIFONICA

Un sistema de calentamiento de agua mediante la energía solar está constituido básicamente por un colector, el cual convierte en calor la radiación solar, y un tanque de almacenamiento que contiene al agua que ha sido calentada. Un arreglo típico de un sistema de calentamiento de agua operando en condiciones de circulación natural o termosifón se muestra en la fig. (2.3).

Una vez que la radiación solar es absorbida por el colector, el cual está situado en la parte más baja de sistema, como se aprecia en la fig. (2.3). se produce un incremento de temperatura en el agua dentro del colector y por consecuencia una disminución de su densidad.

Dadas estas condiciones, la columna de agua fría en la tubería de alimentación tiene, en ese instante, una densidad mayor que el agua en el colector, ocasionándose un desequilibrio entre las dos columnas, por lo que la gravedad origina que la columna fría baje y desplace a la columna caliente hacia el tanque. Este fenómeno de circulación natural continúa en tanto exista suficiente calor para aumentar la temperatura del agua en el colector y la consecuente fuerza resultante pueda vencer la caída de presión en el circuito.

Durante el día, la columna virtual de agua en el tanque, más la del tubo de alimentación, constituyen la columna que desciende, mientras que la columna de agua en el colector y en la tubería de retorno constituyen la columna que asciende.

Una condición necesaria para que se pueda dar el fenómeno es que el tanque de almacenamiento de agua caliente debe de estar por encima del nivel superior del captador.

Haciendo referencia a la figura (2.3), se deduce que, la velocidad  $U > 0$  cuando  $T_1 > T_2$ . Como ya se mencionó la fuerza que da origen a esta velocidad  $U$  es la diferencia de presiones debida a la diferencia de pesos entre las columnas. Representando con  $\rho_1$  y  $\rho_2$  las densidades medias correspondientes, la presión total disponible para circulación  $\Delta p_T$  será:

$$\Delta p_T = (\rho_2 - \rho_1) g H \dots\dots\dots(2.1)$$

Y la velocidad de circulación  $U$  estará dada por la siguiente expresión:[13]

$$U = \left[ \frac{2 (\rho_2 - \rho_1) g H D_1}{\rho_m f L_1} \right] \dots\dots\dots(2.2)$$

Dónde

$\rho_1$  densidad media de la columna caliente.

$\rho_2$  densidad media de la columna fría.

H altura medida desde la toma de entrada de agua fría del captador, al nivel de descarga de agua caliente en el depósito.

$D_1$  diámetro interno del conducto.

$\rho_m$  densidad media del agua en el circuito.

f coeficiente de fricción .

$L$  longitud total del conducto.

g valor de la gravedad estándar del lugar.

Es necesario evaluar el factor de fricción y la densidad, ambos función de la temperatura, lo que hace impráctica la solución exacta del problema y se debe resolver mediante un método iterativo.

### III BALANCE TERMICO DE UN CALENTADOR SOLAR PLANO

El balance térmico de un colector solar operando en condiciones normales, se puede expresar mediante la siguiente relación:

$$\text{Calor recibido del sol} = \text{calor útil tomado por el agua} + \text{calor perdido al medio ambiente}$$

El calor recibido por el agua, será sólo una fracción de la radiación total incidente sobre el colector; una parte se pierde a los alrededores por convección y radiación; otra buena parte se pierde por las características propias de reflexión de la cubierta y de absorción de la placa de calentamiento.

El calor útil es transportado desde la placa de absorción hasta el fluido que está dentro de los tubos largueros. Esta transmisión de calor se lleva a cabo por conducción de la placa al tubo y de ahí por convección hacia el fluido de trabajo, como se muestra en la fig. (3.1a)

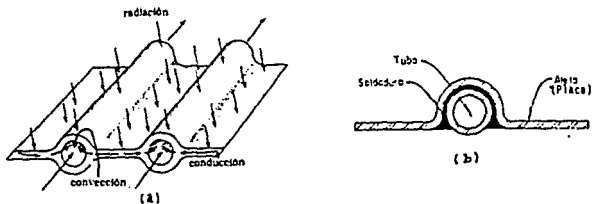


Fig. 3.1 a) Mecanismo de transferencia de calor en una placa absorbente hecha de una sola pieza.

- b) Absorbente para captador plano con tubos aletados. nótese que la aleta es conformada y unida al tubo con soldadura.

Otra forma de expresar el balance de energía para un calentador solar se puede expresar como :

$$I_0 A_c (\tau\alpha) = q_{\text{util}} + q_{\text{perd}} \dots\dots\dots (3.1)$$



Donde  $A_c$  es el área efectiva de captación,  $I_c$  es la radiación total incidente sobre la cubierta transparente del colector y  $(\tau\alpha)$  es el producto transmitancia-absortancia, del cual se hablará en el siguiente punto.

Por otra parte, la eficiencia del colector representa la fracción de la radiación solar incidente sobre su superficie externa, que puede ser aprovechada como calor útil, esto es:

$$\eta_c = \frac{Q_{\text{util}}}{I_c A_c} \dots\dots\dots(3.2)$$

De lo anterior, se desprende que para determinar analíticamente el calor útil o la eficiencia del colector solar, es necesario calcular la radiación que recibe la placa absorbidora en el interior del colector,  $I_c(\tau\alpha)$ , y el calor perdido al medio ambiente.

### 3.1 EFECTO DE LA CUBIERTA TRANSPARENTE SOBRE LA RADIACION SOLAR QUE RECIBE LA PLACA ABSORBEDORA.

Un parámetro muy importante en el diseño y evaluación de colectores solares es el producto transmitancia - absortancia  $(\tau\alpha)$  del conjunto cubierta transparente - placa de absorción, que multiplicado por la radiación incidente, resulta en el valor de la radiación que efectivamente toma la placa absorbidora. Como se muestra en la fig. (3.2), una fracción  $\alpha$  de la energía incidente sobre la cubierta del colector es absorbida en la placa de absorción, mientras que una fracción  $\tau$   $(1-\alpha)$  regresa otra vez por reflexión.

Una cantidad  $\tau$   $(1-\alpha)$   $\rho_s$  se refleja de nuevo en la cubierta hacia la placa de absorción. En esta última se absorbe otra fracción  $(\tau\alpha)(1-\alpha)\rho_s$ , siendo este proceso continuo. El término  $\rho_s$  es la llamada reflectancia del material ante la radiación difusa.

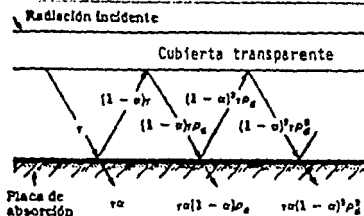


Fig. 3.2 Absorción de la radiación solar en un colector con cubierta transparente.

Existen varias expresiones analíticas para calcular el producto transmitancia-absortancia ( $\tau\alpha$ ), siendo todas dependientes del ángulo de incidencia  $\theta$ .

En este trabajo, se utilizó una expresión sencilla, en donde se deben conocer de antemano la transmitancia de la cubierta ( $\tau_r$ ) y la absortancia de la placa absorbidora ( $b_0$ ).[1]

$$(\tau\alpha) = \left[ 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \right] \left[ \tau_r \right] \dots\dots(3.3)$$

### 3.2 CALOR PERDIDO AL MEDIO AMBIENTE.

La fig.(3.3), muestra el circuito equivalente de resistencias térmicas de un colector solar con una cubierta. Se suponen temperaturas uniformes en la placa y cubierta. Las resistencias de la parte inferior corresponden a la resistencia por conducción a través del aislante y la convectiva hacia el medio ambiente. Las superiores corresponden a las resistencias por convección y radiación entre la placa y la cubierta así como de la cubierta al medio ambiente.

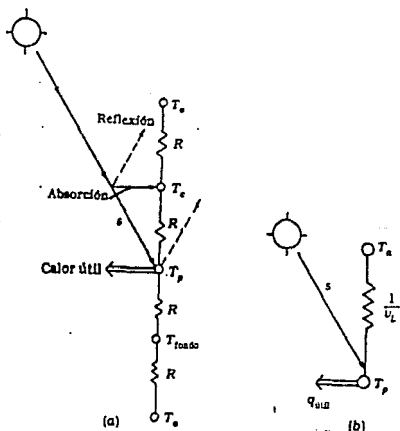


Fig. 3.3 Circuito equivalente de resistencias térmicas de un colector plano. (a) circuito en detalle, (b) circuito equivalente.

En la parte superior, las resistencias por radiación y convección se manifiestan en forma paralela. Como se aprecia en el diagrama simplificado de la fig (3.3 b), el problema consiste en calcular el coeficiente global de pérdidas ( $U_t$ ). Su valor es la suma de un coeficiente de pérdidas de la parte superior ( $U_{sup}$ ), de la parte del fondo ( $U_{fnd}$ ) y de los lados del colector ( $U_{lados}$ ).

Una ecuación empírica para calcular el coeficiente de pérdida superior, en función del ángulo de inclinación del colector ( $S$ ), de la temperatura de la placa  $T_p$  y de la temperatura ambiente  $T_a$  es: [1]

(ec 3.4)

$$U_{sup} = \left[ \frac{N}{\frac{c}{T_p} \left( \frac{T_p - T_a}{N+f} \right)^{0.33}} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_p^2 - T_a^2) (T_p + T_a)}{[c_p + 0.05N (1 - c_p)]^{-1} + \left[ \frac{2N + f - 1}{c_c} \right]^{-1} - N}$$

Dónde  $N$  es el número de cubiertas.

$$f = (1 - 0.04h_v + 0.0005h_v^2) (1 + 0.091N) \dots\dots(3.5)$$

$$c = 250 [1 - 0.0044 (s - 90)] \dots\dots(3.6)$$

$h_v$  es el coeficiente convectivo del exterior, el cual está en función de la velocidad del viento ( $V$ ).

$$h_v = 5.7 + 3.8V \dots\dots(3.7)$$

$c_p$  es la emisividad de la placa absorbadora.

$c_c$  es la emisividad de la cubierta.

Por otra parte:

$$U_{fnd} = \frac{K_a}{l} \dots\dots(3.8)$$

Dónde  $K_a$  es la conductividad térmica del aislante y  $l$  el espesor del mismo.

El otro coeficiente se calcula con:

$$U_{lad} = \frac{K_a M P}{l A_c} \dots\dots\dots(3.9)$$

Dónde M es el espesor o altura de la caja del colector, y P el perímetro del colector.

Por lo tanto:

$$U_L = U_{sup} + U_{fond} + U_{lad} \dots\dots\dots(3.10)$$

Y el calor perdido al medio ambiente será :

$$q_{perd} = A_c U_L (T_p - T_a) \dots\dots\dots(3.11)$$

### 3.3 CALOR UTIL

Para estimar el comportamiento del captador plano se utiliza el análisis desarrollado por Hottel-Whillier.

Para la evaluación del calor útil, conviene que las expresiones estén en función de la temperatura del fluido a la entrada del colector, ya que ésta es siempre conocida.

El calor que llega a absorber la aleta que va unida al tubo, debe ser igual al calor que arrastra el agua, por lo que el calor útil también se puede calcular si se conocen el calor que conduce la aleta y el calor que recibe el tubo al ser iluminado directamente por el sol. Para encontrar el calor que por conducción viaja a través de la aleta, se hará uso de la eficiencia de esta.

La eficiencia de una aleta se define como :

$$F = \frac{\tanh [m (W-D_e)/2]}{m (W-D_e)/2} \dots\dots\dots(3.12)$$

Dónde

$$m^2 = \frac{U_L}{K_a d} \dots\dots\dots(3.13)$$

$K_a$  es la conductividad térmica de la aleta,  $d$  su espesor,  $W$  es la distancia que separa a los tobos,  $W/2$  es el ancho de la aleta y  $D_e$  el diámetro externo del tubo, tal como se indica en la fig. (3.4)

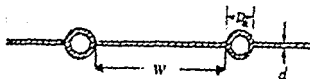


Fig. 3.4 Configuración y dimensiones en una placa de absorción de un calentador plano.

El calor transmitido por conducción es:

$$q_{\text{cond}} = (W - D_e) F [S_p - U_L (T_b - T_a)] \dots\dots\dots(3.14)$$

Dónde  $T_b$  es la temperatura de la aleta, en el punto de unión con el tubo.

El calor  $q_{\text{rad}}$  que recibe el tubo al ser iluminado directamente en su parte superior será:

$$q_{\text{rad}} = D_e (S_p - U_L (T_b - T_a)) \dots\dots\dots(3.15)$$

Como:

$$q_{\text{util}} = q_{\text{cond}} + q_{\text{rad}}$$

En consecuencia:

$$q_{\text{util}} = [ (W - D_e) F + D_e ] [ S_p - U_L (T_b - T_a) ] \dots\dots\dots(3.16)$$

Dónde  $S_p$  es la radiación neta que llega a la placa (aleta y tubo) y se expresa como:

$$S_p = I_G (\tau \alpha) \dots\dots\dots(3.17)$$

Sin embargo, como ya se mencionó, conviene calcular el calor útil en función de la temperatura que tiene el fluido en la entrada del colector ( $T_{re}$ ). [3]

$$q_{\text{util}} = A_c F_R [ S_p - U_L (T_{re} - T_a) ] \dots\dots\dots(3.18)$$

En la ecuación anterior, el factor de remoción  $F_R$  se define como la relación que existe entre el calor útil que se obtiene en el colector, con el que se obtendría si toda la superficie absorbadora se encontrara a la temperatura que tiene el fluido en la entrada ( $T_{re}$ ). Este factor de remoción  $F_R$ , en un colector plano, se define analíticamente como: [3]

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_L} [1 - \exp(-U_L F' A_c / \dot{m} C_p)] \dots (3.19)$$

En donde:

$$F' = \frac{1/U_L}{(W_n + D_e) \left( \frac{1}{U_L (D_s + W_n F)} + \frac{1}{\pi D_i h_r} \right)} \dots (3.20)$$

Donde  $F$  se calcula con la ec. (3.12) y  $h_r$  con la ec. (A.6).

En dónde  $\dot{m}$  es el flujo de masa que se hace pasar a través del colector. Y en consecuencia la eficiencia del colector será: [3]

$$\eta_c = F_R (\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_{re} - T_a}{I_G} \dots (3.21)$$

La ecuación (3.21) es de bastante utilidad, debido a que al ser graficada con valores obtenidos de la práctica, pueda dar información importante. Al mantenerse  $U_L$  constante y ser graficada la eficiencia del colector ( $\eta_c$ ) (obtenida con valores prácticos) contra el llamado "punto de operación del colector" ( $f_c$ ), (definido como:  $f_c = (T_{re} - T_a)/I_G$ ), resulta una línea recta que, en el punto de intersección con el eje de las ordenadas ( $\eta_c$ ), define el valor de  $(F_R)(\tau\alpha)$ ; mientras que el punto de intersección con el eje de las abscisas, define el valor de  $(\tau\alpha)/U_L$ . Siendo la pendiente de dicha recta, el valor de  $(F_R)(U_L)$ . Esto se puede observar en la gráfica de la figura (3.5) en donde se aprecian los puntos más importantes.

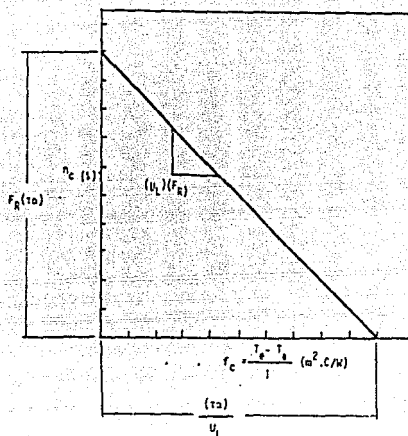


Fig. 3.5 línea de la eficiencia de un colector solar.

Se debe señalar, que cuando se tiene una curva de eficiencia experimental de este tipo, se puede predecir el funcionamiento del colector, y también encontrar en ella los valores de  $F_R$ ,  $(\tau\alpha)$  y  $U_L$ . Solo es necesario evaluar el punto de operación ( $f_c$ ) del colector, leer el valor de la eficiencia en la gráfica, y con esto, se puede conocer el calor útil aprovechado por el colector, el calor perdido hacia el medio, etc.

Es importante señalar, que el punto de operación ( $f_c$ ) del colector, puede ser función también de la temperatura de salida del colector ( $T_{rs}$ ), de la temperatura de la placa ( $T_p$ ), etc. con lo cual se pueden encontrar puntos de interés, como puede ser la temperatura de estancamiento del colector, esto es, la temperatura máxima que alcanza el colector cuando el agua dentro del mismo no circula.

### 3.4 ALMACENAMIENTO DE CALOR

La temperatura del agua en el almacén térmico, irá en aumento durante el día hasta alcanzar un valor máximo. Cuando ocurra que las pérdidas térmicas del captador y del tanque sean iguales al total de calor ganado del sol, el sistema habrá alcanzado su máxima temperatura, llamada temperatura de equilibrio térmico. Durante la noche, la temperatura del almacén térmico irá disminuyendo hasta un cierto valor, dependiendo de la cantidad de calor que pierda el

agua durante la noche.

Para calcular la temperatura media del agua dentro del tanque durante el día, es necesario calcular, primero el calor ganado por el captador ( $q_t$ ), a lo largo del periodo  $T_r$ . [1]

$$q_t = \frac{[S_{pT} - U_L (T_{id} - \bar{T}_a) T_r](3600)}{1 + \left( \frac{U_L T_r (3600)}{2 M_a / \Delta c C_p} \right)} \quad (3.20)$$

$M_a$  es la masa de agua almacenada en el depósito,  $\bar{T}_a$  es la temperatura ambiente promedio en el tiempo  $T_r$ ,  $S_{pT}$  La radiación total recibida por el colector durante el tiempo  $T_r$ , y  $T_{id}$  es la temperatura inicial del agua en el tanque cuando  $T_r = 0$ .

Y la temperatura media del agua en el depósito ( $\bar{T}_d$ ) al final del tiempo  $T_r$  será:

$$\bar{T}_d = T_{id} + \left( \frac{q_t}{2 M_a / \Delta c C_p} \right) \dots \dots \dots (3.21)$$

En forma similar, para poder estimar la temperatura del depósito durante la noche es necesario obtener el calor perdido durante ese lapso de tiempo de la siguiente manera: [3]

(ec. 3.22)

$$q_n = \left[ \frac{2\pi K_a (T_{in} - T_a)}{\ln [(D_d + 2l_d)/D_d]} + \frac{2\pi K_a D_d^2}{4 l_d} (\bar{T}_{in} - \bar{T}_a) \right] T_u (3600)$$

Donde  $D_d$  es el diámetro interno del depósito,  $l_d$  es el espesor del aislante y  $T_u$  es el tiempo durante el cual pierde calor el tanque,  $T_{in}$  es la temperatura promedio inicial del agua en el depósito.

Por lo tanto, la temperatura media del depósito ( $\bar{T}_n$ ) al final del periodo  $T_u$  estará dada por la expresión siguiente:

$$\bar{T}_n = \bar{T}_{in} - \frac{q_n}{M_a C_p} \dots \dots \dots (3.23)$$



#### IV PARTICULARIDADES DE LA SUPERFICIE ABSORBEDORA DEL CALENTADOR CONICO - HELICOIDAL

##### 4.1 CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DE LA SUPERFICIE CONICA CAPTADORA DE LA RADIACION SOLAR

Dada la diferencia de geometrias entre un colector solar plano y un colector cónico-helicoidal, la cantidad de radiación que recibe la placa absorbedora del primero no es igual a la del segundo.

Para estimar la cantidad de radiación solar recibida por el colector cónico-helicoidal se supone, en primer lugar, que el sol está fijo por un instante y en segundo, que la superficie cónica está formada por varios planos, (con inclinación constante) cada uno orientado respecto al sur, de acuerdo al ángulo  $\gamma$  del sector circular correspondiente, como se muestra en la fig.(4.1)

La normal de cada uno de esos planos inclinados formará con el rayo de sol un ángulo  $\theta$  distinto, dependiendo de su orientación particular  $\gamma$ .

Este ángulo  $\theta$  será función de los ángulos solares  $\alpha$ ,  $\gamma$ , del ángulo de inclinación  $S$  y de la orientación del plano con respecto al sur  $\gamma_s$  (también llamada acimut del plano). Cada uno de estos planos tendrá un área de captación proporcional al número de sectores en que se divide el cono.

Una vez que se obtiene el ángulo  $\theta$  para cada plano, se obtendrá tanto la radiación directa ( $I_{sc}$ ), que llega a la parte superior de la cubierta transparente de cada sector, así como su correspondiente ( $\tau\alpha$ ), que al ser multiplicados, darán la radiación directa que recibe la manguera en ese sector.

Para obtener la radiación global ( $S_p$ ) que recibe toda la superficie absorbedora (manguera) se hace la sumatoria de las radiaciones totales individuales, calculadas para cada sector según la ec.(3.17) como el producto de ( $\tau\alpha$ ) por la radiación global ( $I_c$ ):

$$S_p = \Sigma (\tau\alpha) I_c \quad \dots\dots(4.1)$$

Donde  $I_c$  es la suma de la radiación directa y difusa, de acuerdo a la ec. (1.26)

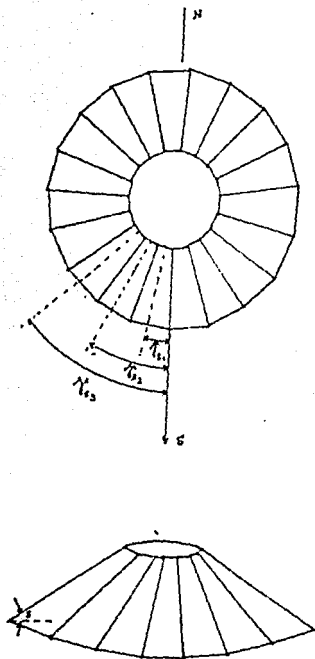


Fig. 4.1 Sectores circulares en que se dividió la superficie cónica para estimar la radiación global promedio que recibe.

Hay una restricción de gran relevancia para el uso de la ec. (4.1), tal restricción parte de la gráfica de la fig.(4.2), que muestra el producto transmitancia-absortancia vs. ángulo de incidencia  $\theta$ , para una superficie plana de un colector con 1,2,3 y 4 cubiertas. Se puede apreciar una considerable disminución en el valor del producto transmitancia-absortancia ( $\tau\alpha$ ), cuando el ángulo de incidencia  $\theta$ , toma valores  $\theta > 60$ . Por lo tanto, esta variación repercutirá directamente en la cantidad de radiación que llegará hasta la placa absorbidora.

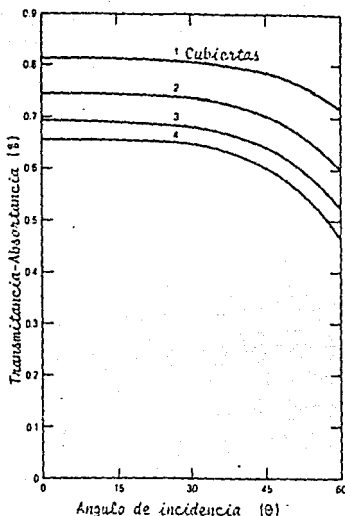


Fig. 4.2 Efecto del ángulo de incidencia ( $\theta$ ) sobre ( $\tau$ ) para colectores planos con absorbedores de color negro, con 1,2,3 y 4 cubiertas.[1]

Como los rayos solares que inciden sobre la cubierta cónica transparente, forman distintos ángulos con la normal de la superficie curva, para efectos de la radiación que pasa a través de ella, se considera que es plano cada uno de los 360 sectores en que se dividió la superficie cónica. Para éste caso se tomará el criterio antes citado, del efecto del ángulo de incidencia ( $\theta$ ) sobre ( $\tau$ ) para cualquier superficie plana, por lo que se considerará que no hay paso de radiación cuando  $\theta > 60^\circ$ .

También deben comentarse otras restricciones con relación al empleo de la ec.(4.1) y es que, cuando  $\theta$  toma valores  $\theta < 90^\circ$  (muy temprano o muy tarde), el plano de la superficie cónica en cuestión recibirá radiación en su parte superior, sin embargo, cuando  $\theta > 90^\circ$  la radiación llegará al plano por su parte inferior, lo cual implica en la realidad que dicho plano estará sombreado, como se muestra en el esquema de la fig (4.3).

Debido a esto, cuando un sector tiene un ángulo  $\theta > 90^\circ$ , no se tomará en cuenta la radiación correspondiente, calculada con la ec. (4.1)

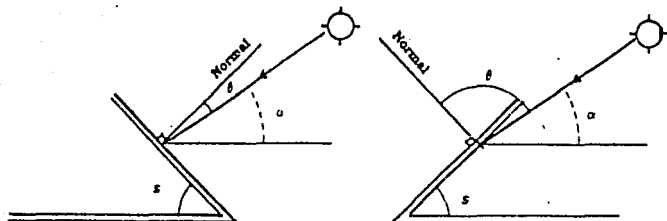


Fig. 4.3 Influencia de la orientación acimutal ( $\gamma$ ) sobre el ángulo de incidencia ( $\theta$ ), en dos planos opuestos para una misma posición del sol

#### 4.2 RESISTENCIA TERMICA EQUIVALENTE ENTRE LA SUPERFICIE ILUMINADA Y EL FLUIDO

Una vez que la radiación ha llegado hasta la superficie externa de la manguera, el calor atrapado debe transmitirse hasta el fluido de trabajo (agua). Esta transmisión de energía térmica se lleva a cabo por conducción desde la pared exterior del conducto hasta el interior del mismo, y por convección de la pared interna hacia el fluido, como se muestra en la fig. (3.1a). Esta transmisión de energía encuentra a su paso una resistencia por conducción y otra por convección, como se indica en la fig. (4.4)

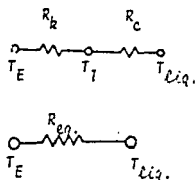


Fig. 4.4 Circuito equivalente de resistencias térmicas en un absorbedor. a) Circuito en detalle, b) Circuito equivalente

En esta figura,  $T_r$  es la temperatura exterior del ducto,  $T_i$  es la temperatura de la superficie interior del ducto y  $T_{liq}$  es la temperatura promedio del líquido.

La resistencia por conducción radial en un cilindro hueco puede ser calculada mediante :

$$R_k = \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right)}{2\pi K_m} \dots\dots\dots(4.2)$$

Donde  $K_m$  es la conductividad térmica del ducto (manguera).

La resistencia  $R_k$  anterior, corresponde a una pared cilíndrica de capa simple, de material homogéneo y conductividad térmica constante, y suponiendo que el flujo de calor es uniforme en todo el perímetro del cilindro, como se muestra en la figura siguiente :

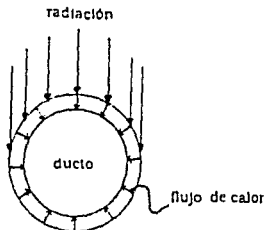


Fig.4.5 Flujo de calor en un cilindro hueco de alta conductividad térmica, iluminado en su parte superior.

Para que el flujo de calor sea uniforme, es necesario mantener la misma temperatura en todo el perímetro circular, (aún en la zona inferior sombreada). Esto se logra prácticamente si la pared del cilindro es gruesa y tiene además una elevada conductividad térmica.

Sin embargo, la manguera del colector cónico recibirá flujo de calor solamente por la parte media superior, ya que se estima que al ser tan pequeña la conductividad térmica del material plástico de la manguera ( $K_m = 0.306 \text{ W / m }^\circ\text{C}$ ), será mínima la cantidad de calor que fluye en forma "tangencial" por la pared de la manguera hacia la parte inferior sombreada. Por lo tanto, la resistencia real para este caso ( $R_{kr}$ ) será el doble de  $R_k$ , como se muestra en la ecuación siguiente :

$$R_{kr} = \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right)}{\pi K_w} \dots\dots(4.3)$$

La resistencia térmica por convección en la pared interna de la manguera está dada por la ecuación siguiente:

$$R_c = \frac{1}{h_r \pi D_i} \dots\dots\dots(4.4)$$

Donde  $h_r$  es el coeficiente convectivo en el interior del tubo, calculado con la ec (A.5) y (A.6).

Y por lo tanto la resistencia equivalente ( $R_{eq}$ ) para el arreglo será:

$$R_{eq} = R_{kr} + R_c \dots\dots\dots(4.5)$$

#### 4.3 FACTOR DE REMOCION DE CALOR DE UN ABSORBEDOR EN ESPIRAL

Es escasa la literatura que trata sobre el factor de remoción de calor para un calentador solar en espiral. En este trabajo no se pretende hacer la deducción de dicho factor.

En seguida se citan las ecuaciones del método más simple que se encontró al hacer la revisión bibliográfica, y que se utiliza en el modelo numérico. Dicha idea parte del colector plano con tubo en espiral aletado, mostrado en la fig. (4.6). [9]

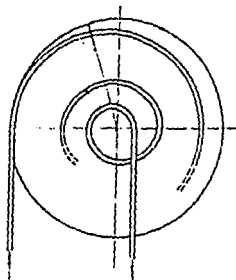


Fig 4.6 Colector plano en espiral.

$$F_R = B [1 - \exp(-F_2 C E / N_V B)] \dots (4.6)$$

Donde:

$$E = \sum \frac{P_n}{1 + K \operatorname{Re}_q P(f)} \dots (4.7)$$

$$P(f) = -G - 1 - \operatorname{sech}(nc), \text{ para } f=1 \dots (4.8)$$

$$P(f) = -G - 1 - \operatorname{cosh}(nc), \text{ para } f=N_V \dots (4.9)$$

$$P(f) = -G - \operatorname{cosh}(nc) \operatorname{sech}(nc), \text{ para } 2 \leq f \leq N_V - 1 \dots (4.10)$$

Donde  $r$  toma el valor del número de la vuelta correspondiente

$$nc = W_n \left( \frac{U_L}{K_m d} \right) \quad (4.11)$$

$$K = \frac{K_m d nc}{W_n \operatorname{senh}(nc)} \dots (4.12)$$

$$G = -2 \operatorname{cosh}(nc) - (D_e U_L / K) \dots (4.13)$$

$$F_2 = \frac{1}{K \operatorname{Re}_q (1+G)^2 - 1 - G - K \operatorname{Re}_q} \dots (4.14)$$

$$C = [K \operatorname{Re}_q (1-G) - 1^2] - (K \operatorname{Re}_q) \dots (4.15)$$

$$F_1 = \frac{N_V K L_m}{F_2 U_L C A_{nc}} \dots (4.16)$$

$$B = \frac{\dot{n} C_p}{F_1 A_{nc} U_L} \dots (4.17)$$

Donde  $W_n$  es el espaciamiento entre cada vuelta,  $D_e$  el diámetro externo del conducto,  $U_L$  el coeficiente global de pérdidas de calor,  $K_a$  la conductividad térmica del material del absorbedor,  $\dot{m}$  el flujo másico,  $C_p$  el calor específico del fluido,  $A_{sc}$  el área media del captador, del captador,  $N_v$  el número de vueltas del serpentín,  $d$  el espesor de la aleta y  $R_{eq}$  la resistencia equivalente por conducción, convección y radiación desde la superficie externa del ducto, hasta el fluido dentro del mismo, la cual se describe en detalle, posteriormente. A continuación se incluyen las ecuaciones propuestas para estimar  $L_a$  y  $A_{sc}$ .

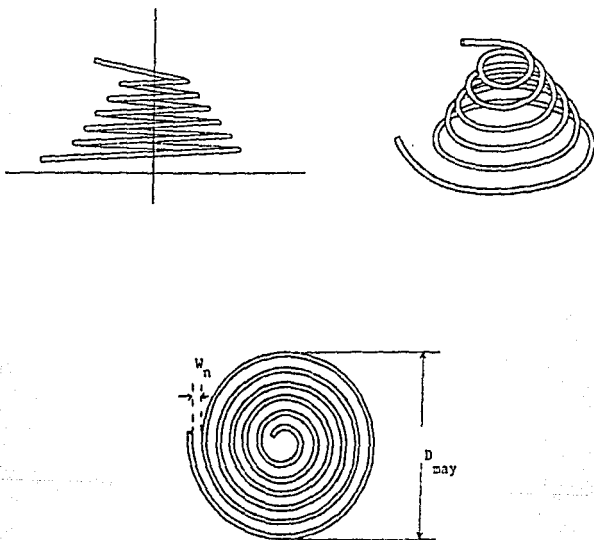


Fig 4.7 Vistas esquemáticas del calentador Cónico-Helicoidal.



#### 4.3.1 LONGITUD DE LA MANGUERA EN FUNCION DEL NUMERO DE VUELTAS.

Esta longitud se obtiene haciendo referencia a la fig. (4.7). Latabla siguiente ilustra el análisis, donde  $D_e$  es el diámetro externo de la manguera,  $D_{may}$  es el diámetro mayor del cono,  $N_v$  el número de vueltas y  $W_n$  el espaciamiento entre ellas.

Nº Vuelta	Longitud de la vuelta
1	$\pi D_{may}$
2	$\pi (D_{may} - (2D_e) - (2W_n))$
3	$\pi (D_{may} - 2(2D_e) - 2(2W_n))$
4	$\pi (D_{may} - 3(2D_e) - 3(2W_n))$
5	$\pi (D_{may} - 4(2D_e) - 4(2W_n))$
.	.
.	.
n	$\pi (D_{may} - (N_v - 1)(2D_e) - (N_v - 1)(2W_n))$

De lo anterior se puede deducir que la longitud total ( $L_r$ ) de la manguera enrollada será:

$$L_r = \pi \sum_{N_v=1}^{N_v=n} [D_{may} - 2(N_v - 1)(D_e + W_n)] \dots\dots(4.18)$$

#### 4.3.2 LONGITUD MEDIA DEL SERPENTIN PARA USARSE EN EL CALCULO DE "FR".

La longitud media ( $L_m$ ) se calcula encontrando el diámetro medio del serpentín, como se ilustra en la fig. (4.8).

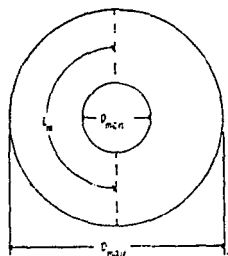


Fig. 4.8 Vista en planta del cono truncado, con algunas de sus dimensiones

de la fig. anterior se deduce que:

$$L_s = \pi \left[ \frac{D_{sen} + [(D_{say} - D_{sen})/2]}{2} \right] \dots(4.19)$$

que simplificando, quedará :

$$L_s = \pi \left[ \frac{D_{sen} + D_{say}}{4} \right] \dots\dots(4.20)$$

donde,  $D_{sen}$  es el diámetro menor del cono.

#### 4.3.2 AREA MEDIA DEL COLECTOR

Esta área se obtiene, de acuerdo a [9], como:

$$A_{mc} = N_v (L_s) (W_h + D_e) \dots\dots(4.21)$$

El área del captador proyectada sobre un plano horizontal será entonces:

$$A_p = 2 A_{mc} \dots\dots(4.22)$$

Y el área real de la superficie cónica ( $A_c$ ) inclinada un ángulo  $S$ , es:

$$A_c = 2 A_{mc} \cos(S) \dots\dots(4.23)$$

## V MODELO NUMERICO DEL CALENTADOR CONICO - HELICOIDAL

### 5.1 ECUACIONES CONSTITUTIVAS DEL MODELO NUMERICO

Los ángulos solares se calcularon mediante las ecuaciones típicas que se citan a continuación.

La declinación solar ( $\delta$ ) se calculó con la ec (1.4), la altura solar ( $\alpha$ ) con la ec (1.5) y el acimut solar ( $\gamma$ ) con la ec (1.6)

Como ya se mencionó, el tiempo oficial o sea aquel que marca un reloj, difiere con el tiempo solar real, dependiendo de la época del año. Esta diferencia se calcula mediante la relación de las ecs. (1.9), (1.10) y (1.11).

La duración del día ( $t_d$ ) o sea, las horas de asoleamiento, se calcula con la ec. (1.7).

Las horas del amanecer ( $t_{am}$ ) y del ocultamiento del sol ( $t_{oc}$ ) se calculan como:

$$t_{am} = 12 - t_d/2 \quad \dots\dots(5.1)$$

$$t_{oc} = t_d/2 + 12 \quad \dots\dots(5.2)$$

Por otro lado, como ya se dijo, la radiación extraterrestre ( $I_o$ ), calculada con la ec. (1.1), debe atravesar la atmósfera antes de llegar a la superficie terrestre, descomponiéndose así en radiación directa y radiación difusa.

La radiación directa recibida por un plano horizontal situado en la superficie terrestre ( $I_{sh}$ ) se calcula con la ecuación (1.13).

Se hace necesario calcular ahora la radiación global recibida por cada uno de los 360 planos inclinados en que se divide el colector cónico para obtener así la radiación global ( $I_G$ ).

Para lo anterior, es necesario calcular el ángulo  $\theta$ , formado entre la normal al plano inclinado y el rayo de sol. Este ángulo  $\theta$  es función de los ángulos solares, de la inclinación del plano y del acimut del colector, siendo este último el que se hace variar desde  $0^\circ$  hasta  $360^\circ$ , con incrementos de un grado.

El coseno del ángulo  $\theta$  está dado por la expresión (1.15), calculándose luego el factor de proyección  $R_s$  con la ec (1.16).

La radiación directa sobre el plano inclinado ( $I_{sc}$ ) se calcula con la ecuación (1.16a)

Y teniendo la radiación difusa calculada con las ecs. (1.17) a (1.25), se puede obtener la radiación global que llega al plano del colector con la ec. (1.26).

Si multiplicamos esta radiación global ( $I_G$ ), por el área neta de captación del colector ( $A_c$ ), obtendremos la cantidad de energía por unidad de tiempo que captará éste en un instante dado, esto se calcula con :

$$H_t = I_G A_c \dots\dots(5.3)$$

La radiación global calculada hasta ahora, será la que reciba el colector en la parte superior de la cubierta, sin embargo, para obtener la radiación neta que recibe el absorbedor, en este caso la manguera, es necesario estimar la fracción de radiación que será reflejada y absorbida por la cubierta, y la transmitida a la manguera.

Lo anterior se obtiene con el producto transmitancia-absortancia calculado con la ec (3.3).

Por tanto, la radiación neta recibida por la manguera ( $S_p$ ) será la calculada con la ecuación (4.1)

Para este caso, el coeficiente global de pérdidas de calor  $U_L$  se calcula igual que en un colector plano, sin olvidar la diferencia en sus geometrías. Se calcula como ya se dijo, el coeficiente de pérdidas en su parte superior, inferior y en los lados, cada uno por separado.

El coeficiente de pérdidas por la parte superior del colector se expresa analíticamente mediante la relación de la ec (3.4). Las temperaturas en esta ecuación deberán estar en grados Kelvin.

El coeficiente de pérdidas por la parte inferior del colector se evalúa con la ec (3.8). Por último, el coeficiente de transferencia de calor por los lados del colector estará dado por la ec (3.9).

Por lo tanto, conociendo la temperatura promedio de la manguera y del ambiente, es posible calcular el calor perdido por el colector con la ec.(3.11)

La resistencia térmica que afecta al flujo de calor entre la pared externa de la manguera y el agua en su interior, se calcula con la ec. (4.5). El factor de remoción de calor ( $F_R$ ) se calcula para un serpentín espiral, con las ecs. (4.6) a (4.17).

El calor útil se calcula de la misma forma que para un colector plano, con la ec. (3.16) sin embargo, se utiliza el factor de remoción del colector cónico-helicoidal.

La temperatura media del fluido en el colector ( $T_r$ ) se puede calcular mediante la expresión siguiente. [2]

$$T_r = T_{re} + \frac{q_{util} / A_c}{U_L F_R} \left( 1 - \frac{F_R}{F'} \right) \dots\dots(5.4)$$

Donde  $F'$  y  $F_R$  se calculan de acuerdo a las ec. (3.19) y (3.20).

La temperatura media de la placa de absorción ( $T_p$ ) (manguera) se estima con :[24]

$$T_p = T_{re} + \frac{q_{util} / A_c}{U_L F_R} (1 - F_R) \dots\dots(5.5)$$

Y la temperatura del agua a la salida del colector será :[3]

$$T_{re} = \frac{F_R A_c (S_p U_L [T_{re} - T_a])}{\dot{m} C_p} \dots\dots(5.6)$$

La eficiencia del colector, en función de los parámetros anteriores estará dada por la ec. (3.21).

## 5.2 DESCRIPCION DEL MODELO NUMERICO

El modelado matemático del colector solar con geométrico-cónico-helicoidal tiene como fin obtener información que no se tendría con pruebas sencillas de laboratorio o cálculos globales. También es útil para identificar el peso relativo de las variables involucradas y estudiar con detalle la importancia de algunos de los componentes del sistema o alguna característica ambiental.

Se debe señalar, que el modelado matemático que se implementó para el calentador Cónico-Helicoidal es más complejo que los modelos típicos para calentadores solares planos, ya que su geometría es completamente diferente.

Se elaboró la simulación numérica siguiendo el procedimiento clásico para el modelado de colectores planos, pero con las modificaciones necesarias, tomando en cuenta la radiación recibida por el colector cónico-helicoidal, su factor de remoción y su producto transmitancia-absortancia, evaluados de acuerdo a su geometría.

El modelo numérico del captador plano se integró como parte del modelo numérico del captador cónico-helicoidal.

A continuación se describe en forma detallada el diagrama de flujo del modelo matemático. En este diagrama, que se presenta en la fig. (5.1), las variables del programa se designan de acuerdo con la nomenclatura listada al principio de este trabajo.

Como parte inicial del programa se tiene la asignación de las propiedades de los materiales constitutivos del calentador, las variables atmosféricas del lugar donde se pretendería hacer la simulación así como las geográficas del mismo; el número del día del año en cuestión, la magnitud del incremento de tiempo entre cada cálculo, las condiciones iniciales incluyendo tanto las temperaturas medias supuestas para el agua así como de la cubierta y de la placa absorbidora (manguera). Se incluye también el número de cubiertas que tendrá el colector, (cuando el número de cubiertas (Q) es 0, la secuencia excluye la información a dar sobre ellas). Cuando así se requiere, la temperatura ambiente se calcula a lo largo del ciclo de 24 horas, a partir de las temperaturas máxima y mínima presentes en ese periodo (véase el Apéndice).

En este primer bloque, se incluye también la asignación de constantes, así como la inicialización de variables para los procesos iterativos.

Con los datos anteriores el programa calcula primero la declinación del sol, el ángulo horario solar al amanecer, la duración del día u horas de asoleamiento, la hora oficial del día a la que saldrá y a la que se pondrá el sol, y la radiación extraterrestre; estas variables son calculadas para el día del año asignado. Se calcula además, el área neta del captador, el número de vueltas de la manguera y la longitud de ésta (de acuerdo al diámetro mayor y menor del cono, así como al ángulo de inclinación); por último, se calcula el coeficiente convectivo exterior (medio ambiente).

En la siguiente parte del programa comienza la primera interacción, en la cual se varían las horas del día (Hh) desde el amanecer del día asignado hasta el alba del día siguiente, la hora del día se incrementa de acuerdo con el intervalo asignado en el primer bloque, cubriéndose de esta forma las 24 horas del día. Ya que la hora oficial (hora de un reloj) y la hora solar difieren, en esta parte, como primer punto se calcula la hora solar. Seguido de esto el programa calcula los ángulos solares  $\alpha$  y  $\gamma$ , la transmitancia atmosférica, el ángulo  $\theta_z$ , la radiación directa y la radiación difusa en la superficie terrestre para la hora solar del día en cuestión.

El siguiente bloque de cálculos requirió de una atención especial, dado que aquí se calcula la cantidad de radiación que recibe el colector en cada intervalo de tiempo. En este bloque, la variación del ángulo acimutal del colector ( $\gamma_s$ ) inicia en 0° y termina en 360°, con incrementos de un grado (dando origen a 360 planos). Se debe notar que esta variación se hace para cada instante de tiempo seleccionado (Hh). Posteriormente se calculan el ángulo  $\theta$ , el valor del producto transmitancia-absortancia ( $\tau\alpha$ ), el factor de proyección ( $R_s$ ) y la radiación directa y difusa correspondientes a cada plano. Con esto se obtiene la radiación global ( $I_c$ ) sobre la cubierta transparente de cada uno de ellos, por lo que al hacer la sumatoria de todos los productos ( $\tau\alpha$ )( $I_c$ ) se tendrá la radiación neta que llega a la manguera.

De aquí, se calcula la temperatura ambiente, la cual tiene una variación de tipo senoidal a lo largo del día.

Seguido de esto, se evalúa la longitud total de la manguera, el perímetro total del captador, el coeficiente global de pérdidas y la pérdida de calor. Se calculan también las propiedades del agua en función de su temperatura media en ese instante. De aquí, se obtiene el factor de remoción, para lo cual se calcula la resistencia térmica por conducción y la resistencia térmica por convección.

En el siguiente bloque, se realiza el proceso iterativo para recalcular la temperatura media de la manguera y la temperatura media del fluido, ya que el cálculo se inició con valores supuestos. Este proceso termina una vez que cada una de estas temperaturas es parecida a su correspondiente en la iteración anterior.

Luego se calcula la temperatura de salida del captador y la eficiencia del mismo.

Cuando se cumpla que  $EFIC > 0$ , entonces habrá circulación de agua por el colector y el programa calculará el calor ganado y la temperatura promedio del depósito. Si la condición anterior no se cumple, cesará la circulación de agua y el programa solo calculará el calor perdido por el depósito a partir de ese instante. Calculará también la temperatura del depósito, la cual deberá ir descendiendo.

Antes de proseguir con el siguiente instante de tiempo, la temperatura promedio del taque ( $T_{pr}$ ) será ahora la temperatura del agua en la entrada del colector ( $T_{re}$ ), esto es,  $T_{re} = T_{pr}$

Este proceso continúa como ya se dijo, durante las 24 horas de un día determinado del año, buscándose como resultados la temperatura del agua en la salida del colector, la eficiencia térmica y la temperatura promedio del tanque.

En el apéndice se muestra el listado del programa, en lenguaje TurboBasic.

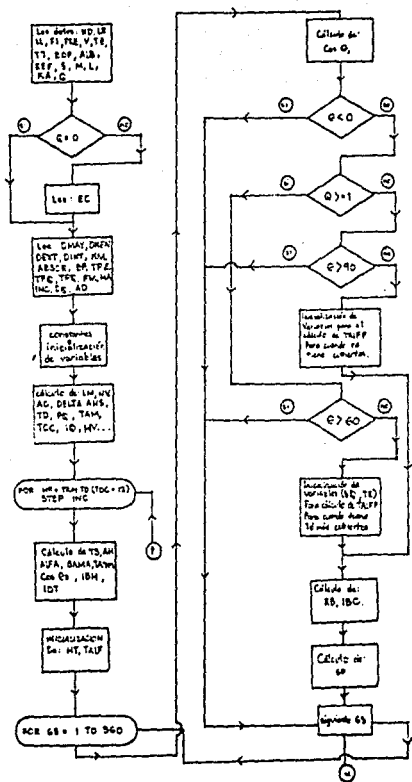


Fig. 5.1 Diagrama de flujo



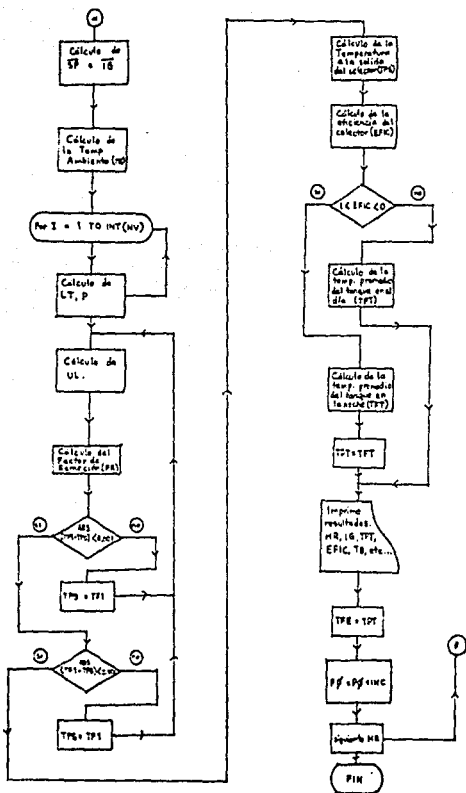


Fig. 5.1 Continuación...

## VI ASPECTOS CONSTRUCTIVOS DEL CAPTADOR SOLAR

Conviene señalar que el calentador cónico-helicoidal, descrito en este trabajo, se encuentra en trámite de patente según el expediente N° (10295) de la Dirección General de Invenciones, Marcas y Desarrollo Tecnológico.

Para fines de comparación, en la figs. (6.1) y (6.2) se muestran un captador plano y uno cónico-helicoidal.

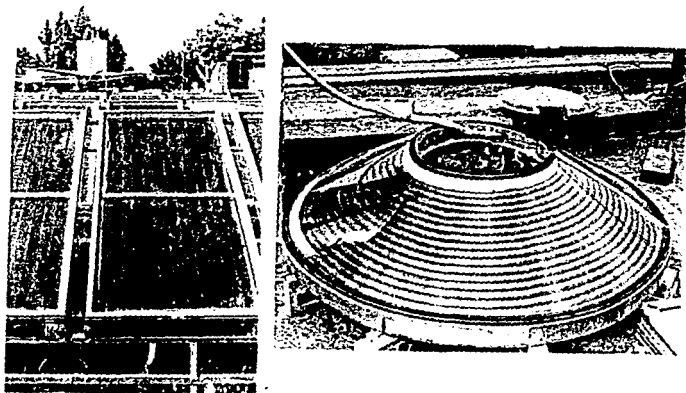


Fig. 6.1 Aspecto general del calentador cónico-helicoidal durante las pruebas.

Fig. 6.2 Banco de calentadores planos en operación.

Como se observa en las fotografías y esquemas anteriores, el colector con forma de cono, tiene enrollada una manguera de color negro, la cual hace las veces de placa absorbadora, calentando en su interior al agua que por ella circula. Esta agua entra por la parte inferior del serpentín, ascendiendo en forma helicoidal (espiral ascendente) y sale hacia la parte superior del depósito. La manguera puede ser enrollada de tal manera que forme uno o más circuitos independientes sobre el cono, alimentándose el agua con un cabezal distribuidor, de manera que el flujo se reparta entre los diversos circuitos. El agua caliente se recolecta en un cabezal superior para pasar luego al tanque de almacenamiento.

Al igual que los colectores planos, el colector cónico-helicoidal puede operar con circulación forzada o natural, esto es, puede o no llevar una bomba que impulse al líquido. Sin embargo, uno de los atractivos principales de los colectores cónico-helicoidales es su bajo costo, por lo que si el sistema tuviese circulación forzada, y hubiese la necesidad de una bomba en el circuito, este atractivo se vería disminuido.

El principio de operación del colector cónico-helicoidal es igual que el principio de funcionamiento de cualquier calentador solar para agua. Sin embargo, es evidente que algunos parámetros de operación son muy distintos tanto en su evaluación como en su importancia, tal es el caso de la radiación recibida, la cual debido a la geometría cónica se evalúa en forma muy distinta a como se hace con un captador plano. Otros parámetros que se deben estudiar y evaluar en forma distinta, son el producto transmitancia-absortancia y el factor de remoción de calor.

Otro aspecto que es importante destacar es que el colector cónico carece completamente de aletas absorbadoras, debido a que la superficie captadora de energía está constituida totalmente por la manguera enrollada, véase la fig. (4.7), sin dejar espaciamiento alguno entre cada vuelta.

La caja del colector está constituida por una base de lámina de acero en forma de cono truncado, con un diámetro mayor de 1.27 m, un diámetro menor de 0.415 m. y un ángulo de inclinación de  $29^\circ$  con respecto a la horizontal. Tiene una cubierta de acrílico de 3 mm. de espesor, conformada también en forma de cono truncado, la cual se sujeta a la caja mediante un empaque de tipo comercial usado en parabrisas de automóviles.

La construcción del calentador se inició conformando la base metálica en forma de cono truncado, se parte de una hoja de lámina de acero calibre 22, que se corta de acuerdo al patrón de un cono truncado como se muestra en las siguientes figuras.

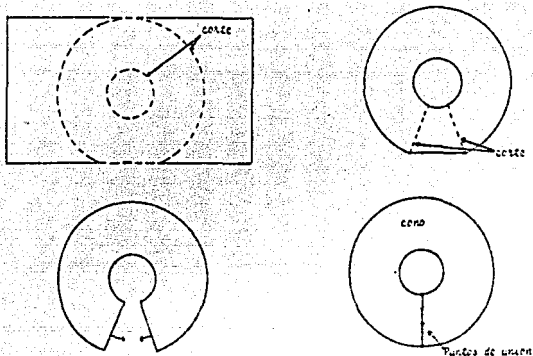


Fig. 6.3 Secuencia de corte para el conformado de la base metálica en forma de cono truncado.

Una vez cortada la lámina, se unieron los dos extremos rectos, traslapándose uno con otro y punteándose para conservar la forma cónica deseada, como se muestra en la fig. (6.3)

Para poder colocar la cubierta transparente en el calentador y lograr una unión hermética fue necesario añadir un aro en cada una de las bocas del cono metálico, atornillándolos a éste. Tales aros tienen una pestaña doblada hacia la parte interna del cono para colocar en ellas el empaque donde se montará el acrílico. Esto se esquematiza en la fig. (6.4)

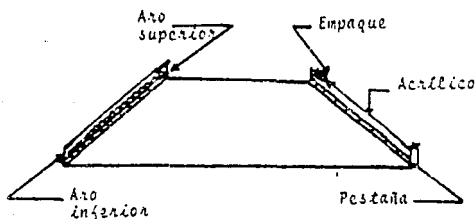


Fig. 6.4 Corte transversal del captador cónico.

Una de las ventajas que se obtuvieron al incorporar los aros a la base metálica, fue que ésta adquirió mayor rigidez.

Una vez terminada la base metálica, se procedió a hacer la cubierta transparente. Para poder cortar la lámina de acrílico en una forma más o menos exacta, se hizo primero una cubierta de cartón, que se colocó sobre la base metálica, cortándose los excedentes y probándose hasta que se encontró el tamaño exacto. Luego la cubierta de cartón se usó como patrón sobre la lámina de acrílico, y se procedió a cortar la lámina, para luego ser curvada en frío al montarse en el calentador.

La superficie captadora de la radiación solar del colector cónico-helicoidal es una manguera de color negro enrollada sobre una capa de aislante térmico que a su vez descansa en la caja de lámina metálica. La manguera se enrolló en dos circuitos por dos motivos: el primero es que se requiere una pendiente suficiente entre cada vuelta, para que las burbujas de aire formadas por el calentamiento del agua, puedan subir hasta la parte más alta del serpentín, para evitar con esto que se afecte la circulación natural; la segunda razón es que se reduce la caída de presión al acortar a la mitad el recorrido que hace el agua entre la entrada y la salida del calentador.

La manguera que se utilizó para la construcción del serpentín de calentamiento, fue tipo comercial, de plástico flexible con un diámetro interno de 1.8 cm, diámetro externo de 2.3 cm y un espesor de pared de 3.5 mm, tiene una densidad de 1540 Kg/m<sup>3</sup> y una conductividad térmica de 0.306 W/m°C.

Para alimentar los dos circuitos independientes de manguera se utilizó un conector con una entrada y dos salidas. Las dos descargas de agua caliente (situadas en la parte superior) se reúnen en un solo conducto al utilizar el mismo tipo de conector.

Los aislantes que se utilizaron fueron: placas de poliestireno expandido de 1cm de espesor, con una conductividad térmica de 0.03 W/m°C y fibra de vidrio de 2.5 cm de espesor y una conductividad térmica de 0.04 W/m°C. Estos materiales también se cortaron de acuerdo a un patrón de cartón.

Los dos aislantes térmicos se instalaron sobre la base metálica, de tal forma, que la manguera enrollada sienta directamente en la fibra de vidrio, y ésta su vez, sobre el poliestireno expandido.

El área neta de captación del colector es de 1.202 m<sup>2</sup>, la longitud de la manguera enrollada es de 45.43 m, cuyo peso es de 11.27 Kg, tiene un total de 16 vueltas sobre la base metálica (8 vueltas por cada circuito), pudiendo contener en su interior un volumen de 11.56 litros de agua. El peso total del captador sin agua, es de 25 Kg. aproximadamente.

Como depósito de almacenamiento del agua caliente se utilizó un tanque para gas L.P. de 100 litros de capacidad, el cual se acondicionó para tal fin, soldándole conectores, como se muestra en la figura (6.5). Uno de los conectores inferiores corresponde al suministro de agua fría proveniente del tinaco y el otro a la alimentación de agua fría al calentador; los dos superiores corresponden a la descarga de agua caliente del calentador y a la toma de agua caliente para servicios.

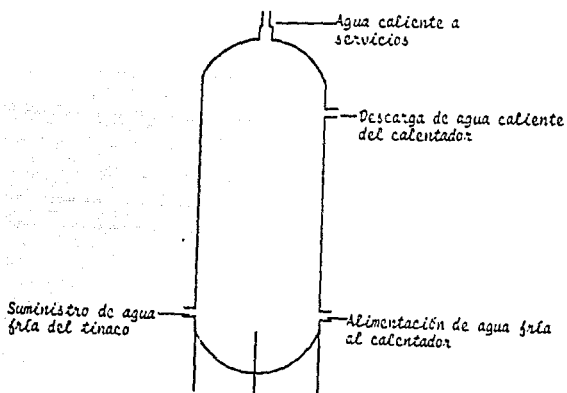


Fig.6.5 Conexiones del tanque utilizado como almacén térmico.

## VII PRUEBAS EXPERIMENTALES Y ANALISIS DE RESULTADOS

### 7.1 INSTALACION EXPERIMENTAL

La fig. (7.1) presenta el arreglo del sistema completo, el cual se ubicó en la azotea del edificio número 5 del Instituto de Ingeniería, UNAM.

Para suministrar agua al sistema se utilizó un tanque de 200 litros de capacidad, el cual hizo las veces de tinaco en la instalación cuando el calentador operó con circulación natural. Este mismo depósito se empleó como tanque de nivel constante para abastecer un flujo uniforme de agua durante las pruebas en que la circulación fue forzada, midiéndose directamente el flujo másico en la descarga del calentador con un probeta graduada y un cronómetro.

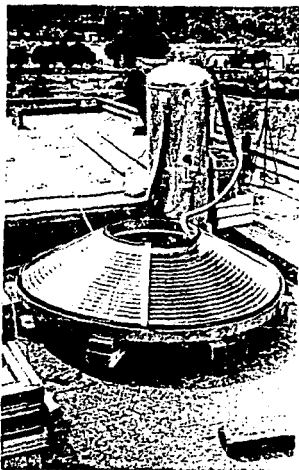


Fig. 7.1 Instalación del sistema completo calentador solar-almacén térmico

Las variables que se registraron fueron: temperaturas superior, media e inferior del tanque de almacenamiento, temperaturas de entrada y salida del agua en el colector solar, así como temperatura ambiente y radiación solar. Las temperaturas se midieron con termopares tipo "T" (cobre-constantan) los cuales fueron referidos a una temperatura de 0 °C, lograda con una mezcla de hielo picado y agua.

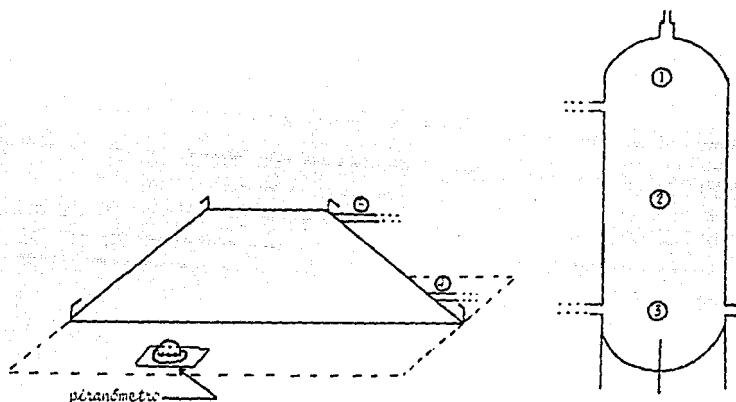


Fig. 7.2 Colocación de los termopares y del piranómetro para medir temperaturas y radiación solar.

- 1 parte superior del tanque.
- 2 parte media del tanque.
- 3 parte inferior del tanque.
- 4 entrada de agua fría al calentador.
- 5 salida del agua caliente del calentador.

Para medir la radiación solar se utilizó un piranómetro blanco y negro modelo 8-48 marca Eppley, con una constante de calibración de 9.47 microvolts /W m<sup>2</sup> y una precisión de ± 2%, el cual se colocó en posición horizontal sobre el suelo cercano al calentador solar.



Dado que las variables producen una señal eléctrica en los sensores, se utilizó un graficador SOLTEC de 24 canales que imprime en forma secuencial la respuesta de cada sensor. Además se tomaron lecturas en forma manual con un multímetro digital de alta resolución. La fig. (7.3) muestra el sistema de registro de datos.

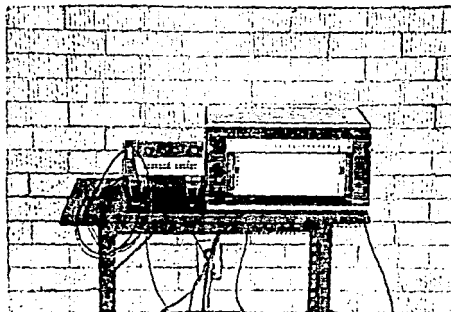


Fig 7.3 Sistema de registro de datos. Multímetro digital a la izquierda, graficador a la derecha.

## 7.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES

La fig. (7.4) presenta la variación de la temperatura del agua en la salida del calentador C-H, registrada durante una de las pruebas que cubre un día completo de asoleamiento (16 de marzo 1990). La curva teórica de temperatura de salida se obtuvo alimentando al programa de simulación con los mismos datos registrados en la práctica, siendo estos, la radiación global sobre un plano horizontal, la temperatura ambiente y la temperatura del agua a la entrada del calentador. Algunos de estos datos se incluyen en la Tabla 1. En la fig. (7.5) se aprecia el incremento real de la temperatura del agua, así como el teórico. En estas dos figuras es evidente que la curva teórica sigue muy de cerca a la curva real.

Para ilustrar de otra manera la comparación entre la teoría y la práctica, se muestra la fig. (7.6), en que se grafican las temperaturas de salida del agua, teóricas y experimentales. La línea recta que se observa debería tener una inclinación de  $45^\circ$  (pendiente igual a 1) en caso de coincidir exactamente ambos valores; esto casi se logró ya que su pendiente es de 1.14, calculada con el método de mínimos cuadrados para ajuste de una recta.

## 7.3 RESULTADOS DEL MODELO NUMERICO

Una vez contrastados los resultados teóricos con los reales y habiéndose comprobado que las predicciones concuerdan en un amplio rango de condiciones de operación, se procedió a hacer un análisis de sensibilidad del modelo matemático. Los resultados se muestran en las figs. (7.7) a (7.21).

El efecto de la cubierta transparente sobre la radiación neta que recibe el serpentín del calentador solar cónico-helicoidal, es mayor cuando la posición del sol está cargada hacia el sur, durante las primeras y las últimas horas del día, o bien, durante los meses de noviembre, diciembre, enero y parte de febrero. Esto se debe a que los rayos del sol durante tales periodos, llegan casi tangentes a gran parte de la cubierta del captador, lo cual hace que la radiación sea rebotada y solamente una cantidad pequeña sea capaz de atravesarla y llegar hasta la superficie absorbidora (manguera). Este efecto se manifiesta en forma clara en la fig. (7.9), donde puede verse que la radiación que llega hasta la superficie absorbidora ( $S_p$ ), es mucho menor cuando tiene cubierta transparente que cuando carece de ella.

Hora	$I_G$ (W/m <sup>2</sup> )	T.entr.	T.sal. (°C)	T.amb.	Eficiencia (%)
9.00	633.58	18.08	25.74	17.66	55.54
9.25	640.44	18.05	25.76	17.76	55.12
9.33	641.92	18.06	25.74	17.76	55.00
9.42	649.95	17.93	25.69	17.26	54.85
9.50	671.07	17.96	25.84	18.01	53.95
9.58	689.55	17.93	25.67	18.13	51.54
9.67	711.30	17.88	25.64	18.72	50.12
9.75	720.36	17.96	25.79	18.61	49.95
9.83	730.73	18.03	26.03	18.75	50.31
9.92	742.98	17.96	26.20	18.82	50.99
10.00	754.17	18.06	26.54	19.24	51.71
10.08	790.15	18.03	26.96	19.98	51.90
10.17	803.17	18.11	27.03	19.88	51.05
10.25	820.49	18.23	27.64	21.21	52.68
10.33	822.60	18.20	27.90	21.70	54.17
10.42	832.95	18.30	27.93	21.95	53.09
10.50	844.98	18.30	28.05	22.20	52.99
10.58	874.23	18.30	28.53	22.24	53.77
10.67	879.62	18.45	28.75	22.44	53.80
10.92	925.24	18.58	30.08	22.93	57.14
11.00	938.75	18.65	30.16	22.93	56.43
11.08	951.53	18.62	30.25	23.98	56.14
11.17	950.48	18.65	30.23	23.92	55.97
11.25	960.30	18.69	30.45	24.40	55.73
11.33	969.38	18.87	30.59	25.25	55.54
11.42	982.05	18.92	30.74	24.15	55.27
11.50	979.94	19.04	30.98	22.69	55.94
11.58	1005.28	19.24	31.12	24.64	54.29
11.67	993.66	19.19	31.31	24.89	56.04
11.75	1013.73	19.49	31.53	25.67	54.58
11.83	1026.40	19.56	31.63	24.40	54.00
11.92	1023.23	19.74	31.60	25.25	54.15
12.00	1027.56	19.88	32.06	25.03	54.45
12.08	1036.43	19.93	32.30	25.57	54.83
12.17	1013.73	20.06	32.35	26.11	55.72
12.25	1031.57	20.13	32.47	24.94	54.96
12.33	1040.87	20.55	32.66	25.67	53.47
12.42	1047.62	20.52	32.81	24.40	53.86
12.50	1038.01	20.72	32.90	26.11	53.92
12.58	1030.41	21.14	33.12	25.98	53.41
12.67	1036.85	21.07	33.29	27.25	54.15
12.75	1036.22	21.21	33.24	27.37	53.32
12.83	1033.58	21.36	33.12	27.03	52.27
12.92	1040.97	21.51	33.38	26.84	52.41
13.00	1027.56	21.46	33.36	27.32	53.21
13.08	1024.50	21.66	33.36	26.59	52.49
13.17	1027.83	21.78	33.62	26.59	52.94
13.25	1019.01	22.05	33.70	26.11	52.51
13.33	1019.22	22.24	33.82	26.59	52.16
13.42	1022.18	22.17	33.84	25.13	52.45
13.50	1001.70	22.37	33.86	25.45	52.62
13.58	968.32	22.59	33.96	26.11	53.95
13.67	964.73	22.61	33.98	25.62	54.15
13.75	954.59	22.96	34.18	29.02	54.00
13.83	969.91	22.96	34.15	28.29	53.03
13.92	968.64	23.03	34.20	29.02	52.98
14.00	962.51	23.32	34.20	28.78	51.92
14.08	952.38	23.44	34.15	26.35	51.65
14.17	951.43	23.54	34.08	25.02	50.88
14.25	913.83	23.89	34.08	26.59	51.25

Tabla 1. Datos experimentales

(16 marzo 1990)

14.33	912.67	24.01	34.08	27.56	50.70
14.42	905.60	24.01	34.01	29.38	50.73
14.50	902.85	24.11	34.10	29.50	50.87
14.58	879.51	24.28	34.01	28.05	50.83
14.67	871.38	24.37	34.15	28.53	51.55
14.75	856.39	24.55	34.10	26.84	51.28
14.83	844.35	24.86	34.10	28.41	50.28
14.92	821.86	24.96	34.01	28.78	50.57
15.00	797.36	24.98	33.89	29.38	51.30
15.08	787.43	25.11	33.72	28.97	50.25
15.17	772.65	25.30	33.38	28.29	48.05
15.25	756.71	25.42	33.29	29.26	47.74
15.33	747.52	25.47	33.29	29.26	48.03
15.42	726.50	25.76	32.95	28.78	45.44
15.50	692.92	25.67	32.76	27.32	47.02
15.58	670.22	25.94	32.54	28.53	45.29
15.67	656.18	25.86	32.40	26.84	45.76
15.75	654.07	25.81	32.23	30.47	45.07
15.83	646.25	25.86	32.04	28.73	43.90
15.92	620.38	25.81	31.84	27.08	44.66
16.08	576.98	25.64	31.19	27.08	44.20
16.25	599.37	25.59	30.45	28.05	37.19
16.33	577.09	25.57	30.37	28.05	38.24
16.42	558.92	25.69	30.35	28.17	38.28
16.50	541.08	25.76	30.35	29.02	38.93
16.58	531.26	25.94	30.54	29.02	39.84
16.67	527.24	25.84	30.59	28.53	41.41
16.75	501.58	25.89	30.57	28.53	42.86
16.83	425.98	25.74	30.28	25.62	48.92
16.92	408.13	25.64	30.13	26.35	50.53
17.00	365.36	25.59	29.79	26.11	52.80
17.08	351.11	25.52	29.60	25.11	53.37
17.17	336.85	25.50	29.36	24.76	52.66
17.25	320.59	25.45	29.02	26.35	51.18
17.42	282.47	25.23	28.39	25.84	51.41
17.50	246.25	25.08	28.10	24.55	56.27
17.58	242.45	25.03	27.95	24.64	55.32
17.67	214.89	24.89	27.61	25.08	58.28
17.75	196.41	24.76	27.35	25.08	60.37
17.92	157.34	24.72	26.84	24.98	61.89

Tabla 1 Continuación.....

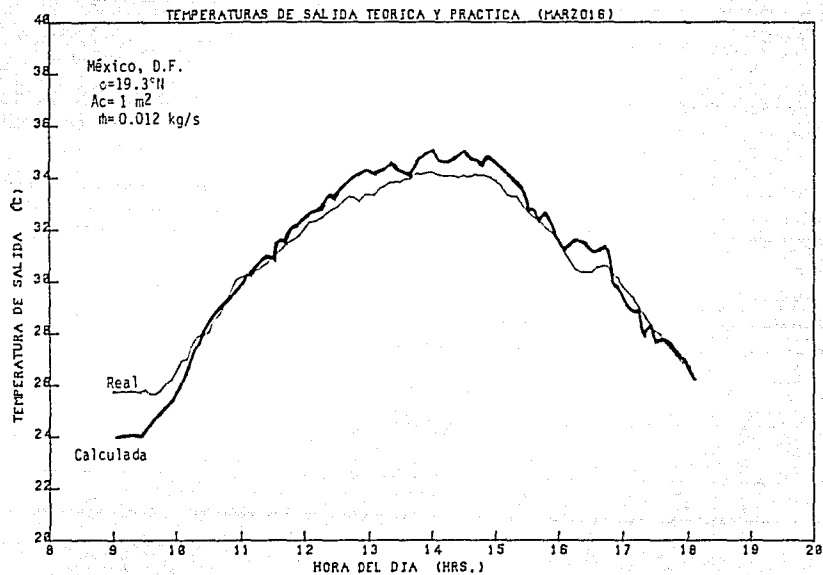


Fig. (7.4) Curvas de temperatura de salida del calentador Cónico-Helicoidal del 16 de marzo de 1960.

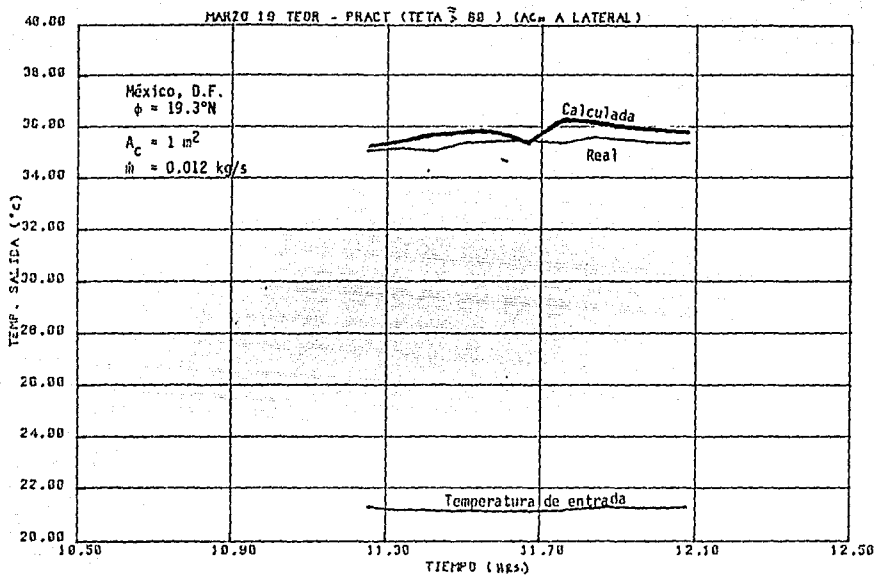


Fig. (7.5) Curvas de temperatura de salida del calentador Cónico-Helicoidal del 19 de marzo de 1990. También se indica la temperatura de entrada.

En las figs. (7.7) y (7.8) se ve que a horas tempranas del día, la temperatura de salida y la eficiencia del colector son mayores sin cubierta que con cubierta; esto se invierte luego, según crezcan las pérdidas de calor. Se puede ver también, que la cubierta reduce en forma significativa las pérdidas de calor hacia el medio ambiente, ya que la temperatura de salida del agua al final del periodo de asoleamiento es mucho mayor en el colector con cubierta.

La variación de la latitud al cambiar el calentador de un lugar a otro, puede o no afectar su rendimiento dependiendo de la época del año. Como ejemplo, se puede observar en la gráfica de la figura (7.15), que en Tapachula, Chis. y en Tijuana, BC. (máxima y mínima latitud en la Rep. Mex.), las temperaturas promedio que alcanza el agua dentro del tanque de almacenamiento son muy distintas el día 21 de diciembre (posición del sol cargada al máximo hacia el sur). En tanto que para el día 21 de mayo, fig. (7.14), prácticamente no hay diferencia.

Si se mantienen constantes el área de captación y el flujo de agua a través del colector, al aumentar el diámetro de la manguera y con esto disminuir el número de vueltas, (variando a la vez el espesor de la pared de la manguera (e) de acuerdo a la relación  $e = 0.05 D_{ext}$ ) la eficiencia térmica del captador cónico-helicoidal disminuye, de igual forma que lo hace la temperatura de salida. Estas variaciones se pueden observar en la gráfica de la fig. (7.11).

Tales cambios en la eficiencia y en la temperatura de salida del agua en el colector se deben a que el espesor de la pared de la manguera crece de acuerdo al diámetro, y a que al fluir el agua en el interior de ductos de mayor diámetro existirá siempre un coeficiente convectivo menor. Por ello el factor de remoción de calor tenderá a disminuir y por consecuencia bajarán la temperatura del agua a la salida y la eficiencia del colector.

En la fig. (7.12) se presentan la temperatura de salida y la eficiencia térmica del calentador C-H, en función de la conductividad térmica de la placa absorbidora (manguera). La Tabla 2 muestra las temperaturas de salida del agua y las eficiencias para cuatro materiales con que pueda construirse el absorbedor (valores extraídos de la fig (7.12)). Como puede verse, mientras que la conductividad térmica aumenta de 1 (plástico) a 386 (cobre), la temperatura de salida solo aumenta de 34.6°C a 38.9°C y la eficiencia pasa del 63% al 82% .

Material	K (W/m <sup>2</sup> K)	T <sub>s</sub> (°C)	η <sub>c</sub> (%)
Plástico	1	34.6	63.0
Fierro	73	36.0	68.5
Aluminio	204	37.3	74.5
Cobre	386	38.9	82.0

Tabla 2 Temperatura de salida y eficiencia térmica del captador cónico-helicoidal, según el material con que se contruya el absorbedor. Condiciones de operación del captador: T<sub>e</sub> = 20°C, ḡ = 0.012 Kg/s, I<sub>c</sub> = 1000 W/m<sup>2</sup>, T<sub>a</sub> = 20°C, A<sub>c</sub> = 1.0 m<sup>2</sup>, φ = 19.3° N.

Conviene tener una idea del cambio de la eficiencia del calentador C-H a lo largo del año, por lo que se presenta la fig. (7.10). Conviene mencionar que la eficiencia en esta figura no es la promedio en el día, sino la instantánea a las 10:00 y a las 12:00 horas tiempo solar.

Para conocer como influye el flujo másico en la temperatura que alcanza el agua en la salida del calentador, cuando éste opera con recirculación, se muestran las curvas de la fig. (7.13).

Otros resultados de interés están graficados en la fig. (7.6), relacionados con la temperatura media del tanque en un ciclo de 24 horas, para diferentes volúmenes de almacenamiento.

En la fig. (7.17) están reunidas algunas curvas que permiten observar la influencia que tienen la radiación solar y la temperatura ambiente sobre la temperatura del agua en la salida del calentador y sobre la temperatura promedio del tanque.

La curva típica de eficiencia en función de la radiación solar y de las temperaturas ambiente y de entrada al captador C-H, se encuentran en la fig. (7.18). De acuerdo a los comentarios que se hacen en la sección 3.3, referentes a dicha curva, en este caso, para ḡ = 0.01 Kg/s, se tiene que: (F<sub>R</sub> × τ<sub>α</sub>) = 0.66 y (τ<sub>α</sub>/UL) = 0.11. Como τ<sub>α</sub> es un dato conocido (0.8), se tiene que: F<sub>R</sub> = 0.825 y UL = 7.27 W/m<sup>2</sup>°C.



Una comparación importante es la que se hace entre un calentador plano y uno cónico, mostrándose para ello las temperaturas promedio del agua en el tanque a lo largo del día, en las figs. (7.19).

Si bien, en el caso en estudio, la manguera está enrollada sin separación entre cada vuelta, no debe descartarse la posibilidad de extruir una aleta en la manguera al fabricarla, ya que con esto se ahorraría material al conformar la placa absorbidora. Para tener una idea de como se afectaría la eficiencia térmica, en la fig. (7.20) se muestra la eficiencia de la aleta en función de su longitud y espesor, para una conductividad de  $0.5 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$  (plástico).

#### 7.4 ASPECTOS ECONOMICOS GENERALES

La Tabla 3 muestra las diferencias económicas más significativas entre un calentador solar plano (típico comercial) y un calentador cónico-helicoidal. Para la elaboración de ésta, se partió del criterio de que el costo de materiales y de construcción de las cajas contenedoras de ambos calentadores son iguales.

Se puede notar que el precio del absorbedor del calentador plano representa el 60% del precio total del calentador, mientras que para el calentador cónico-helicoidal, esta proporción es del 22.9%.

Los precios de venta al público de ambos calentadores, reflejan que el calentador cónico-helicoidal tiene un precio inferior en un 22% en relación con el precio total del calentador plano.

Como último punto de la tabla, se puede observar que la inversión inicial por cada KW-hr instalado con un calentador cónico-helicoidal es inferior en un 44% que el monto correspondiente para un calentador plano.

· PRECIOS POR m <sup>2</sup> (válidos abril 1990)	TIPO DE CALENTADOR	
	PLANO	CONICO
Caja y cubierta	\$226,700.00	\$226,700.00
Absorbedor	\$147,722.00 (cobre)	\$67,500.00 (plástico)
Caja, cubierta y absorbedor	\$375,000.00	\$294,200.00
*Energía almacenada a lo largo de un día (21 de mayo)	1.1071 x 10 <sup>7</sup> J (3.075 KW-hr)	1.5742 x 10 <sup>7</sup> J (4.372 KW-hr)
Inversión inicial por KW-hr	\$121,934.00	\$67,278.00

Tabla 3. Información técnica y económica del calentador cónico-helicoidal y de un calentador plano, para fines comparativos. (\*) Las condiciones de operación de ambos calentadores son las mismas ( $T_e = 10^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m} = 0.012\text{ Kg/s}$ ,  $A_c = 1\text{ m}^2$ ,  $\phi = 19.3^\circ\text{ N}$ ). Los precios indicados en la tabla son para venta al público y no incluyen almacén térmico, la energía almacenada es la que suministra un área de  $1\text{ m}^2$ .

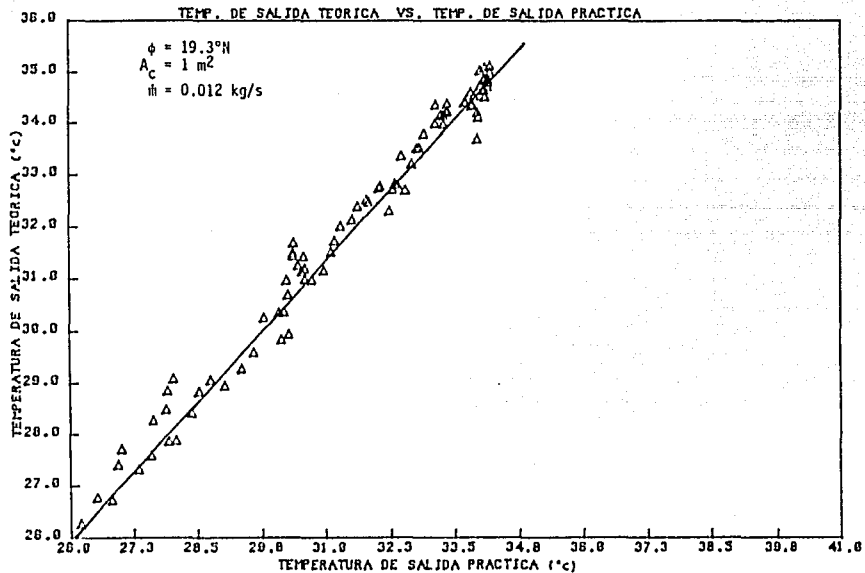


Fig. (7.6) Temperatura de salida real VS calculada, del calentador Cónico-Helicoidal.

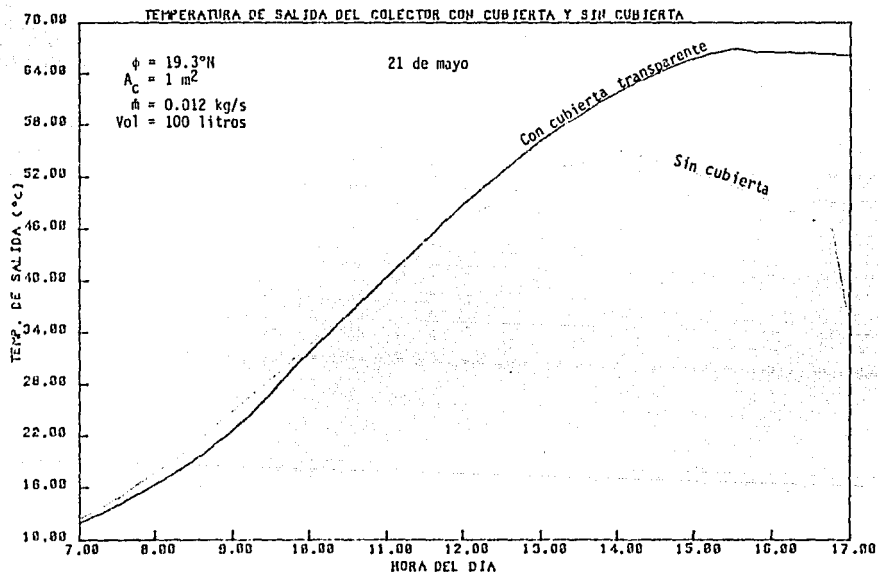


Fig. (7.7) Gráficas de la temperatura de salida del calentador Cónico-Helicoidal a lo largo del día, con almacén térmico y recirculación.

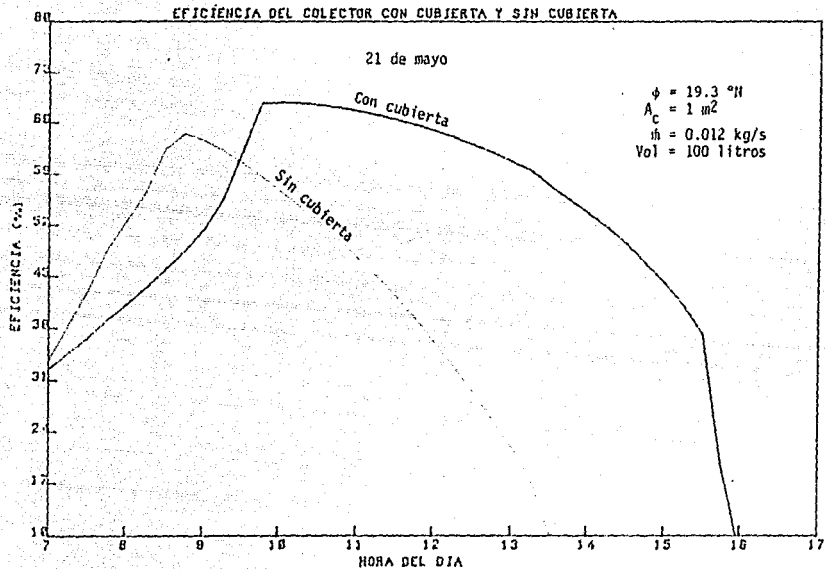


Fig. (7.8) Eficiencia térmica del calentador Cónico-Helicoidal durante el día, con almacén térmico y recirculación.

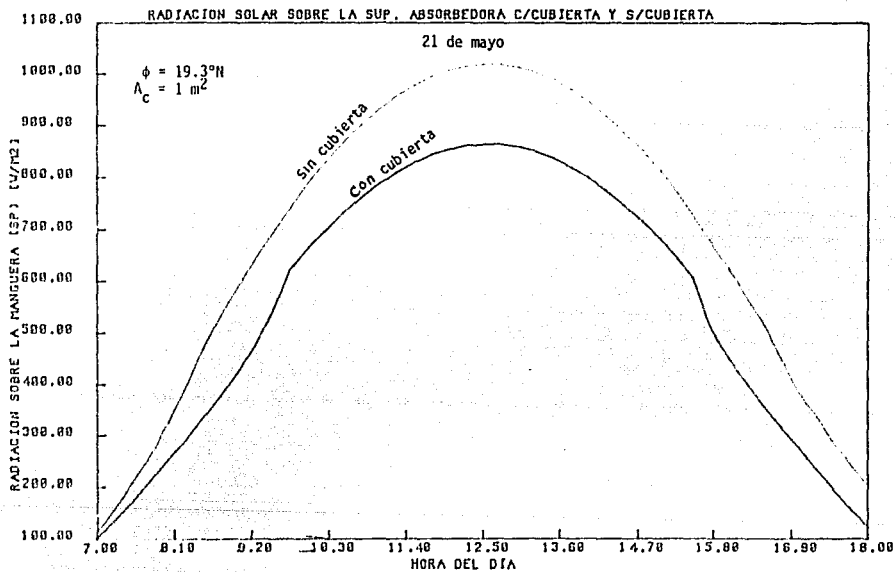


Fig.(7.9) Radiación solar promedio incidente sobre la manguera, a lo largo del día, con y sin cubierta transparente.

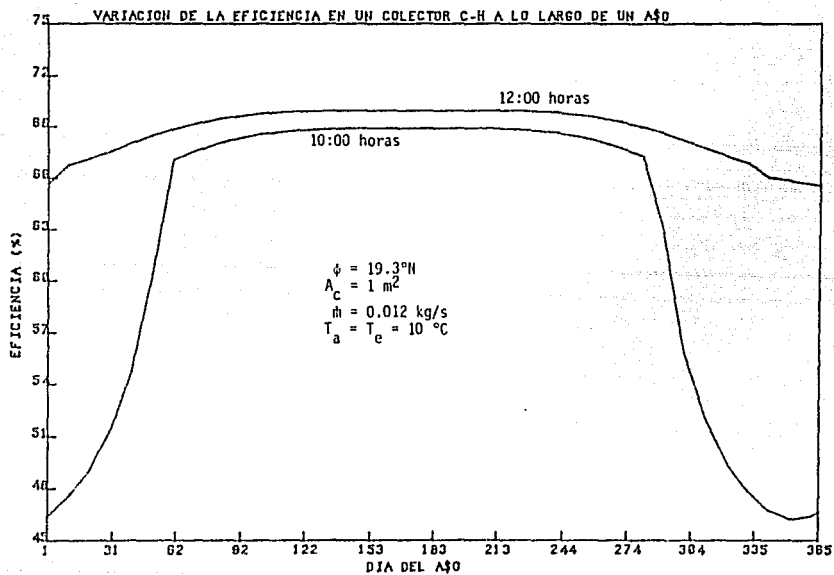


Fig. (7.10) Variación de la eficiencia térmica de un calentador Cónico-Helicoidal a lo largo del año, según la hora solar.

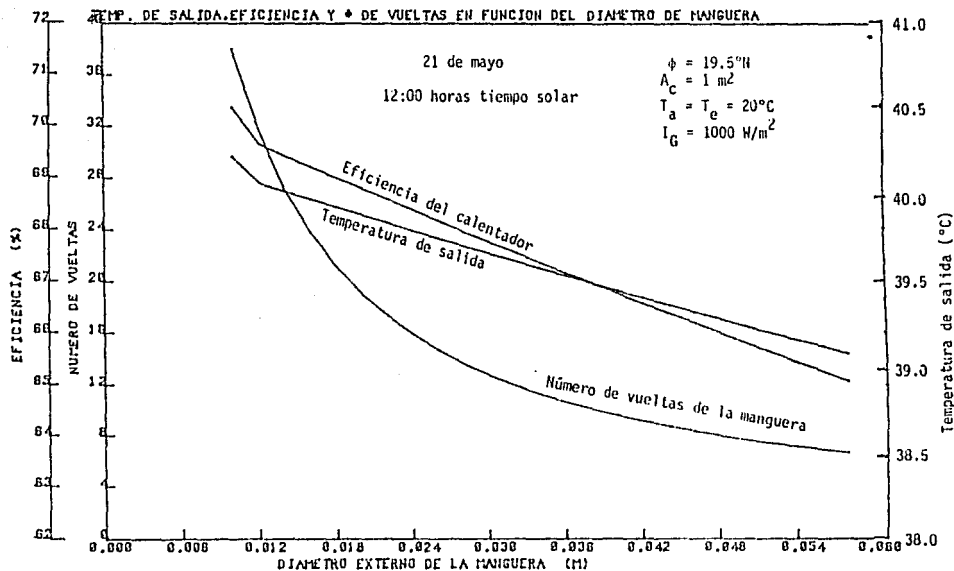


Fig. (7.11) Variación de la temperatura de salida, de la eficiencia térmica y del número de vueltas de la manguera, en función de su diámetro externo, para un área cónica de captación constante.



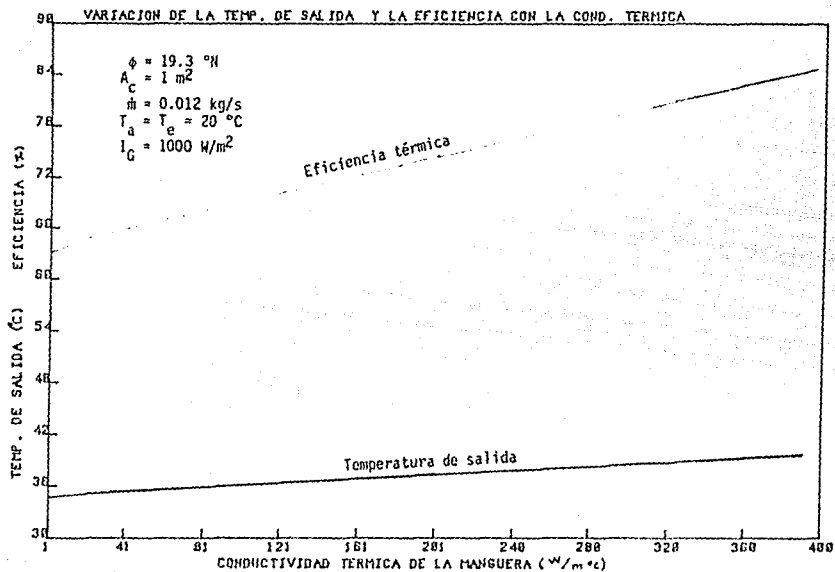


Fig. (7.12) Temperatura de salida y eficiencia térmica del calentador Cónico-Helicoidal, en función de la conductividad térmica del material del absorbedor.

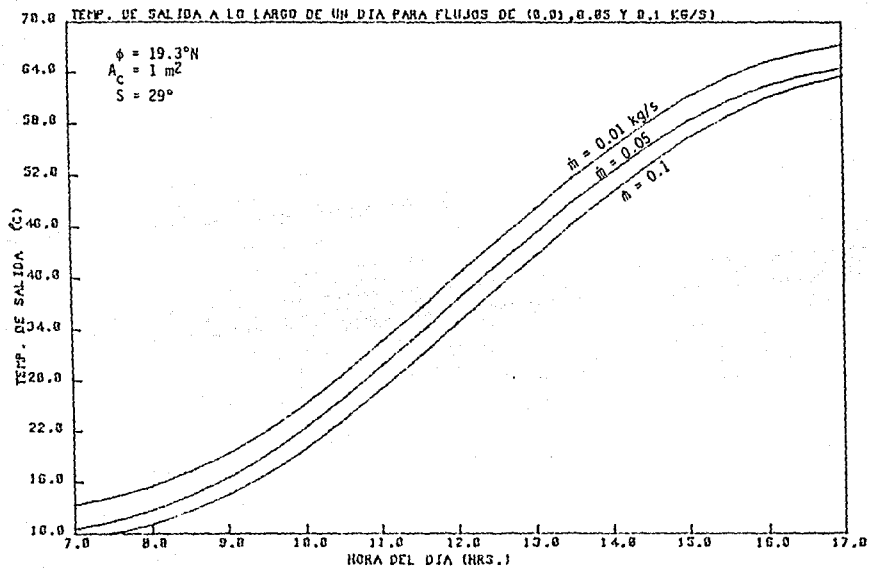


Fig. (7.13) Temperatura del agua a la salida del calentador Cónico-Helicoidal a lo largo del día, para tres flujos máscicos distintos y con recirculación del agua.

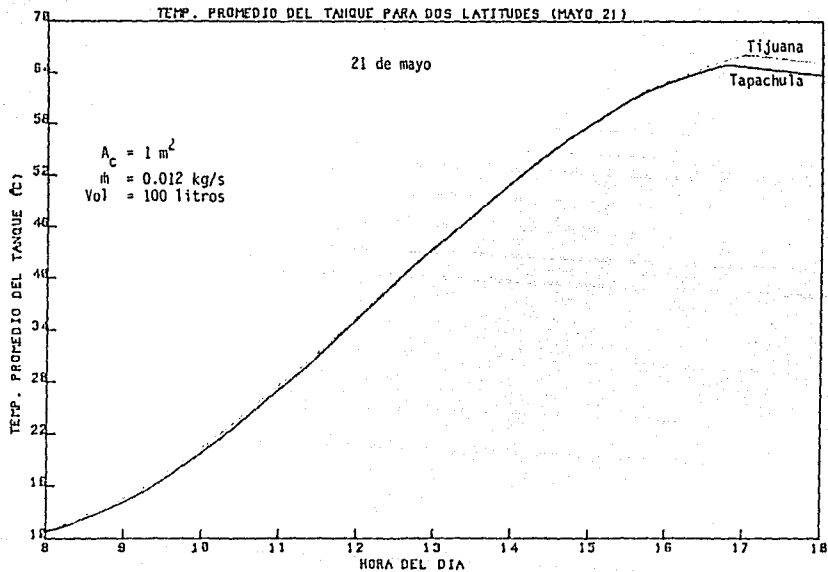


Fig.(7.14) Temperatura promedio del agua en el tanque, a lo largo del día, para Tijuana, B.C. y Tapachula, Chis. (32.5°N y 14.8°N).

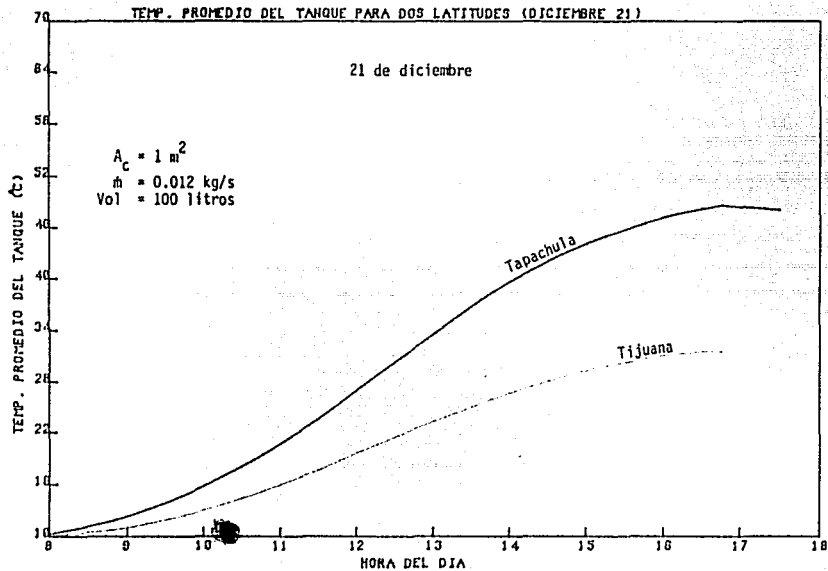


Fig. (7.15) Temperatura promedio del agua en el tanque, a lo largo del día, para Tijuana, B.C. y Tapachula, Chis. (32.5°N y 14.8°N).

CALENTADOR CONICO-HELICOIDAL

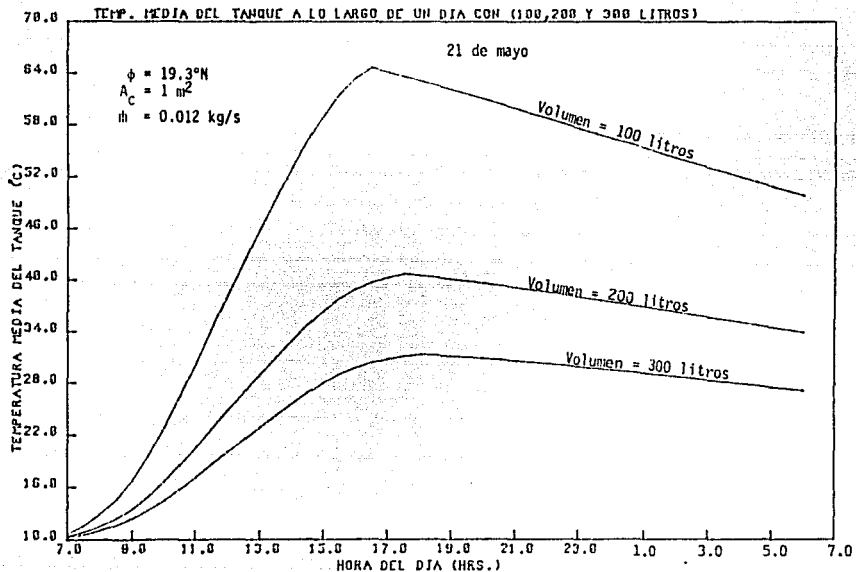


Fig. (7.16) Temperatura promedio del agua en el tanque, según la capacidad de almacenamiento y la hora del día.

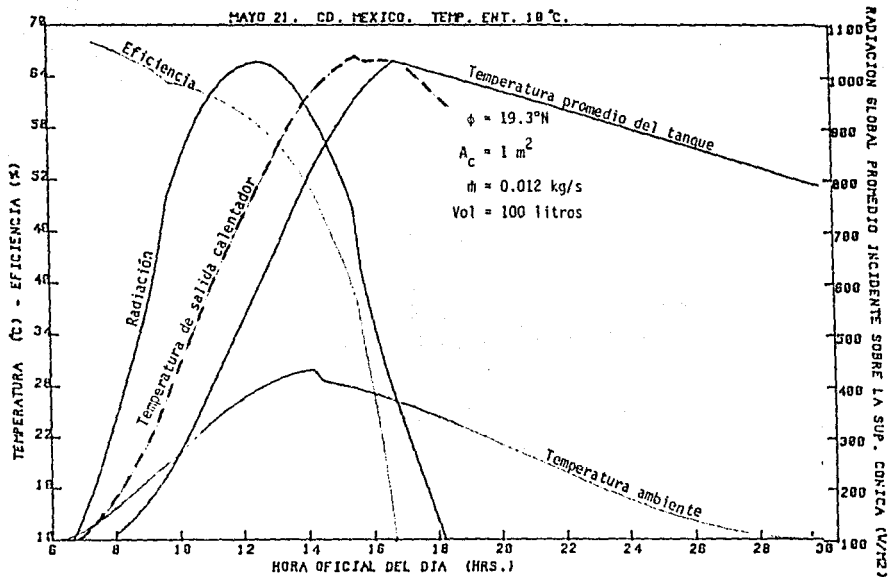


Fig. (7.17) Evolución teórica de algunas variables a lo largo del día, en un calentador Cónico-Helicoidal.

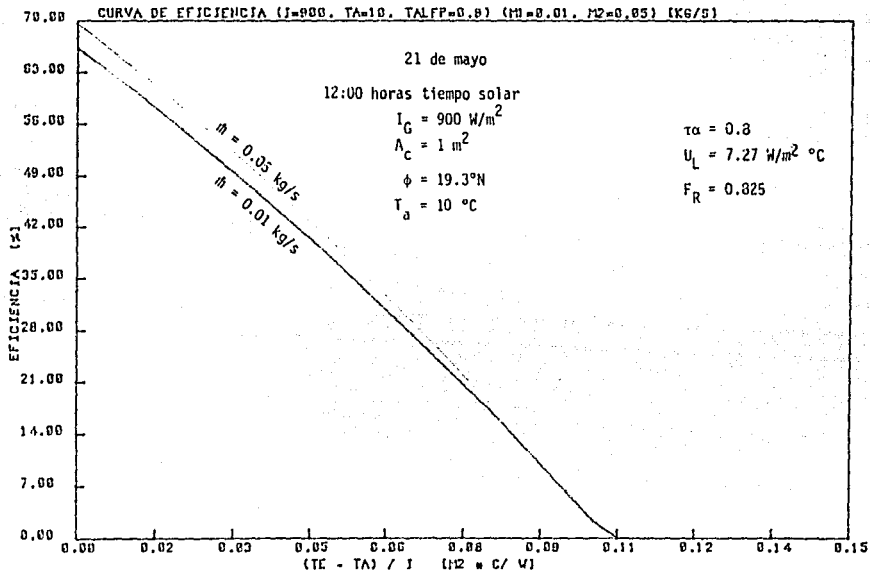


Fig. (7.18) Líneas de eficiencia térmica del calentador Cónico-Helicoidal para dos flujos de agua distintos.

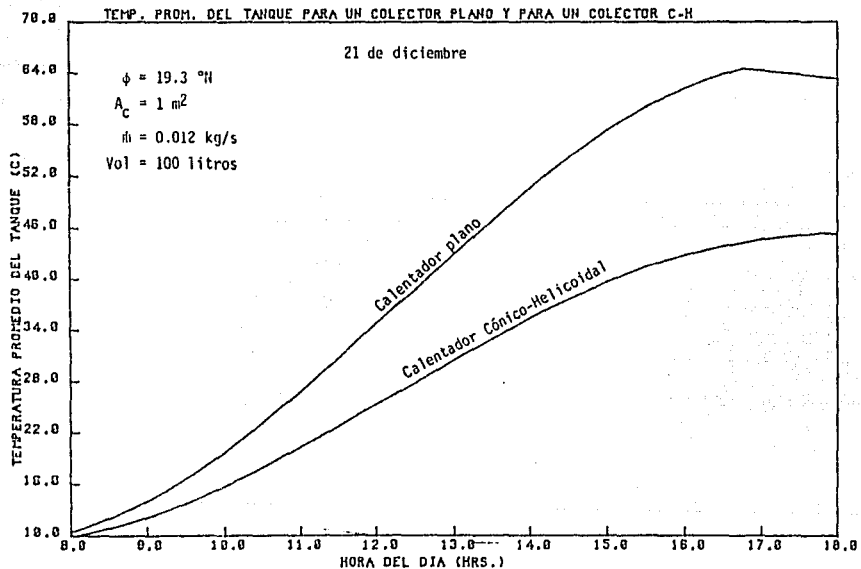


Fig. (7.19) Evolución de la temperatura del agua en el tanque durante el día, en dos tipos de captadores solares.



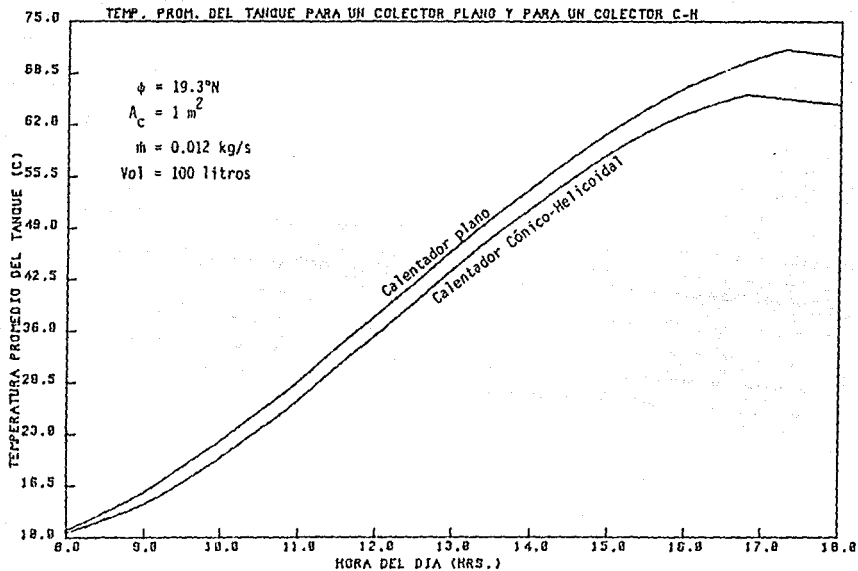


Fig. (7.19) Continuación .....

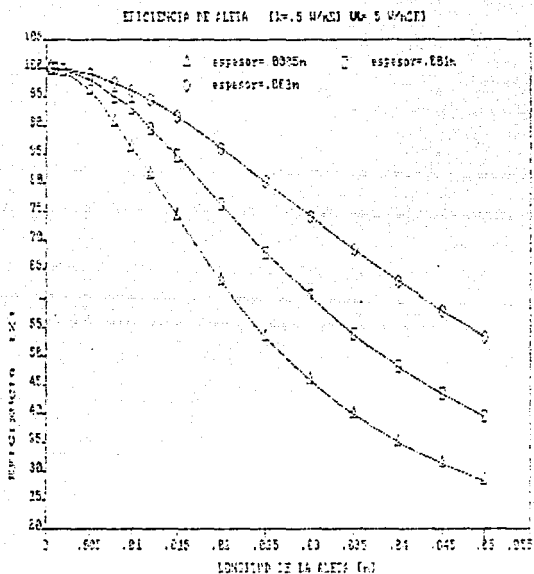


Fig. (7.20) Eficiencia de la aleta en función de su longitud, para tres espesores distintos, con una conductividad térmica de  $0.5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  (plástico).

## VIII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El modelo matemático propuesto para la simulación del comportamiento térmico del calentador solar con geometría cónico-helicoidal, a lo largo de un día típico de baja nubosidad, es bastante aceptable. Los datos obtenidos mediante éste, son muy parecidos a los medidos en la realidad.

- La geometría cónica no es del todo adecuada para captar la radiación solar durante el invierno y durante las primeras y últimas horas del día.

- Otra de las razones por las cuales es menor la eficiencia térmica del captador solar con absorbedor de plástico tipo cónico-helicoidal, respecto a un captador plano con tubos metálicos, se debe a que la pared externa de la manguera tendrá siempre una mayor temperatura que la pared externa del tubo metálico, ya que en el primer caso, el calor debe transmitirse por conducción a través de un material cuya conductividad térmica es tres órdenes de magnitud menor que la del cobre.

- La eficiencia, relativamente alta al usar material plástico en el absorbedor del calentador C-H, se debe a que el área de transferencia de calor que está en contacto con el agua, por unidad de área de captación, es mucho mayor que en un colector plano clásico (tubos metálicos aletados).

- En rigor, el área de captación del calentador C-H debe tomar en cuenta la ondulación de la superficie (según el diámetro de la manguera), ya que esta produce un sombreado a ciertas horas del día. Además la superficie real de captación es mayor por esa causa que la considerada en este estudio.

- No debe descartarse la adición de una pequeña aleta, aún de material plástico, a la manguera para reducir el número de vueltas sin afectar de manera importante el rendimiento térmico del calentador C-H.

- Se recomienda realizar pruebas con temperaturas ambiente inferiores a 2° C para conocer el comportamiento de la manguera después de un número elevado de ciclos de calentamiento y enfriamiento.

## IX REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFIA

- 1.) P.J. Lunde, Solar Thermal Engineering. John Wiley & Sons, 1980.
- 2.) J.A. Duffie y W.A. Beckman, Solar Energy Thermal Processes. John Wiley & sons, 1974.
- 3.) J.A. Manrique, Energía solar. HARLA, 1984.
- 4.) J.L. Threlkeld, Ingeniería del Ambito Térmico. Prentice/Hall Internacional, 1973
- 5.) R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz. La radiación solar Conversión térmica y aplicaciones. Lavoisier, 1982
- 6.) J.L. Fernández, Introducción al Estudio de los Sistemas Solares Activos. Instituto de Ingeniería, U.N.A.M. 1987
- 7.) J.A. Manrique, Transferencia de Calor. HARLA, 1977.
- 8.) R.F. Boehm, Design Analysis of Thermal Systems. John Wiley & Sons, 1987
- 9.) M.A. Akgün, Heat Removal Factor for a Serpentine Absorber Plate. Solar Energy, vol. 41 (1), 1988
- 10.) S.I. Abdel-Khalik, Heat Removal Factor for a Flat-Plate Solar Collector with a Serpentine Tube. Solar Energy, vol. 18 (1), 1976
- 11.) A. Leyva y A. Muhlia, Radiación solar, Cursos de actualización. ANES, 1988
- 12.) J.R. Hickey, B.M. Alton F.J. Griffin, H. Jacobowitz P. Pellegrino, R.H. Maschhoff E.A. Smith and T.H. Vonder Haar, Extraterrestrial Solar Irradiance Variability. Solar Energy, vol 29 (2) 1987.

13. ) J.L. Fernández, F. Gutiérrez y M. Cázares, Motor Solar Termosifónico, Instituto de Ingeniería, U.N.A.M. 1978
14. ) G.F. Jones, Consideration of the Heat-Removal Factor for Liquid-Cooled Flat-Plate Solar Collectors. Solar Energy vol. 38 (1) 1987
- 15.) K.G.T. Hollands & M.F. Lightstone, A Review of Low-Flow Stratified-Tank Solar Water Heating Systems. Solar Energy vol 43 (2) 1989.
- 16.) T.J. Jansen, Solar Engineering Technology. Prentice-Hall, 1985
17. ) He-Fei Zhang & Zalman Lavan, Thermal Performance of a Serpentine Absorber Plate. Solar Energy vol 34 (2), 1985
- 18.) F. Gutiérrez Y R. Tovar, Desarrollo de un Banco de Calentadores Solares para Aire Aplicables al Secado Agrícola, Instituto de Ingeniería, U.N.A.M. 1986.
19. ) W. Ellis & E.D. Lodi, Structured Programming Using TurboBasic, Academic Press, Inc., 1988
20. ) A. Maldonado Y J. Sandoval, Simulador de Efectos Solares Para Calentadores Planos, Tesis de licenciatura, Facultad de Ingeniería, U.N.A.M. 1983
21. ) M.E. Young & J.B. Bergquam, Performance Characteristics of a Thermosyphon Solar Domestic Hot Water System, Journal of Solar Energy Engineering, vol 103 (3), 1981.
22. ) D.R. Pitts & L.E. Sissom, Transferencia de Calor, Mc Graw-Hill, 1977
23. ) Mc. Cormack & L Crane, Physical Fluid Dynamics, Academic Press, N.Y. 1973
24. ) J.A. Duffie & W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, N.Y. 1980

## APENDICE

En el modelo numérico se utilizaron las características físicas del agua calculadas en función de su temperatura con las ecuaciones siguientes:

La densidad en Kg/m<sup>3</sup> : [8]

$$\rho = 347 \times 0.274^{-11 - Tr/647.35} \dots\dots(A.1)$$

El calor específico en KJ/Kg K : [8]

$$C_p = 2.823 + 0.01183Tr - 3.5 \times 10^{-5} Tr^2 + 3.602 \times 10^{-6} Tr^3 \dots\dots(A.2)$$

La conductividad térmica en W/m K : [8]

$$K_r = -0.3838 + 0.00524Tr - 6.37 \times 10^{-6} Tr^2 \dots\dots(A.3)$$

En las ecuaciones anteriores, la temperatura media del agua (Tr) deberá estar siempre en grados Kelvin.

La viscosidad dinámica en Kg/m s, está dada por la ec (A.4), donde la temperatura media del agua (Tr) debe ir en grados Celcius. [23]

(ec. A.4)

$$\mu = \frac{1 \times 10^{-1}}{2.1482 [ (Tr - 8.435) + (8078 + (Tr - 8.435)^2)^{1/2} ] - 120}$$

El coeficiente convectivo del agua dentro del ducto se calculó utilizando la expresión empírica de Hausen, [7] la cual supone un tubo circular en que la temperatura de la pared es constante y el régimen es laminar, con la expresión:

ec. (A.5)

$$h_r = \left( 3.66 + \frac{0.0668 (D_i/L_r) Re Pr}{1 + 0.04 [ (D_i/L_r) Re Pr ]^{2/3}} \right) \left( \frac{K_r}{D_i} \right)$$

Para regimen turbulento, Dittus y Boelter, [7] sugieren la siguiente correlación para el cálculo del coeficiente convectivo interno.

$$h_i = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{K_f}{D_i} \right) \dots\dots(A.6)$$

Donde  $Re$  y  $Pr$  son el número de Reynolds y el número de Prandtl, respectivamente, calculados como :

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i \mu} \dots\dots(A.7)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K_f} \dots\dots(A.8)$$

Siendo  $\dot{m}$  el flujo másico de agua que pasa por el ducto en Kg/s.  
 $D_i$  el diámetro interno del ducto y  $L_r$  la longitud del circuito de manguera enrollada.

#### CALCULO DE LA TEMPERATURA AMBIENTE DURANTE CICLOS DE 24 HORAS.

Como es bien conocido, la temperatura ambiente  $T_a$ , exhiba fuertes variaciones a lo largo del día. Al ser observadas las mediciones físicas de la temperatura ambiente en un lapso de tiempo determinado, puede concluirse que la variación es senoidal desde una  $T_a$  mínima que suele ocurrir una hora antes del alba, hasta una  $T_a$  máxima, más o menos dos horas después de medio día. La forma de esta variación corresponde aproximadamente a una senoide de periodo  $-\pi/2$  a  $\pi/2$ . Después de alcanzar el valor máximo,  $T_a$  disminuye hasta el valor mínimo, una hora antes del alba del día siguiente, en forma similar a la de una senoide en el periodo  $\pi/2$  a  $3\pi/2$ . Así, el periodo ascendente de  $T_a$  durará  $N/2+3$  horas, y el descendente,  $24-(N/2+3)$ . A continuación se ilustran las ecuaciones utilizadas para dicho cálculo.

El periodo descendente de  $T_a$  será :{6}

$$T_a = T_{min} + ((T_{max} - T_{min})/2) (1 + \cos(((B1 - (t_d/2)))) \times (90/(B3 - ((t_d/2) - 1)))) \dots\dots(A.9)$$

Donde:

$$B1 = T_{of} + T_d/2 + 1 \dots\dots(A.10)$$

$$B3 = 24 - B2 \dots\dots(A.11)$$

$$B2 = t_d/2 + 3 \dots\dots(A.12)$$

Y el periodo ascendente estará dado por:

ec (A.13)

$$T_s = T_{\min} + (T_{\max} - T_{\min})/2 (1 + \text{sen}(((B1)-(B2/2))(180/B2)))$$

En dónde  $T_{\min}$  es la temperatura mínima del día en °C y  $T_{\max}$  la temperatura máxima también en °C, mientras que  $T_s$  y  $T_{of}$  son la duración del día solar en horas y la hora oficial respectivamente.



```

CLS
REM "EL AUTOR HA DESARROLLADO ESTE PROGRAMA DE COMPUTO PARA EL ANALISIS
REM TERMICO DE 'UN CALENTADOR "CONICO-HELICOIDAL" QUE SE HA COMPROBADO
REM EN LA PRACTICA EL AUTOR LO PUBLICA RESERVANDOSE EL DERECHO DE
REM OBRA INTELECTUAL, Y CONCEDIENDO DERECHO DE COPIA A TERCEROS CON
REM LA UNICA CONDICION QUE SE RESPETE LA REFERENCIA AL AUTOR ORIGINAL
REM EN LOS TERMINOS DE LAS PRIMRRAS 10 LINEAS DEL PROGRAMA.

```

```
PRINT "
```

```
PRINT "J.MIGUEL LOPEZ N.", "HOLANDA # 20 ", "MEXICO D.F.", "TEL. 6880472"
```

```
PRINT "
```

```

INPUT "No. DE DIA DEL AÑO " ,ND
INPUT "LONGITUD DE REFERENCIA " ,LR
INPUT "LONGITUD DEL LUGAR " ,LL
INPUT "LATITUD DEL LUGAR " ,FI
INPUT "PRESION BAROMETRICA DEL LUGAR [BAR] " ,PRE
INPUT "VELOCIDAD DEL VIENTO [M/S] " ,V
INPUT "TEMPERATURA MINIMA EN EL DIA " ,T3
INPUT "TEMPERATURA MAXIMA DURANTE EL DIA " ,T7
INPUT "ESPESOR OPTICO DEL LUGAR " ,EOP
INPUT "ALBEDO SIMPLE " ,ALB
INPUT "REFLECTIVIDAD DEL TERRENO " ,REF
INPUT "ANGULO DE INCLINACION DEL COLECTOR " ,S
INPUT "ALTURA DEL COLECTOR (ESPESOR) " ,M
INPUT "ESPESOR DEL AISLANTE EN LADOS Y FONDO " ,L
INPUT "CONDUCT. TERMICA DEL AISLANTE " ,KA
INPUT "NUMERO DE CUBIERTAS DEL COLECTOR (0,1,2,...) " ,Q
IF Q = 0 THEN 10
INPUT "EMITANCIA DEL VIDRIO " ,EC
10INPUT "DIAMETRO MAYOR DEL CONO [M] " ,DMAY
INPUT "DIAMETRO MENOR [M] " ,DMEN
INPUT "DIAMETRO EXTERNO DE LA MANGUERA [M] " ,DEXT
INPUT "DIAMETRO INTERNO [M] " ,DINT
INPUT "CONDUCT. TERMICA DE LA MANGUERA " ,KM
INPUT "ABSORTANCIA DE LA MANGUERA " ,ABSOR
INPUT "EMITANCIA DE LA MANGUERA " ,EP
INPUT "TEMP. DE ENTRADA DEL AGUA " ,TFE
INPUT "VALOR INICIAL DE LA TEMP. PROM. DEL AGUA " ,TFO
INPUT "VALOR INICIAL DE LA TEMP. INICIAL DE LA MANGUERA " ,TPO
INPUT "FLUJO MASICO [KG/S] " ,FM
INPUT "MASA DE AGUA EN EL DEPOSITO " ,MA
INPUT "INCREMENTO DE TIEMPO EN HORAS " ,INC
INPUT "DIAMETRO DEL DEPOSITO " ,DO
INPUT "ALTURA DEL DPOSITO " ,AD

```

```
DE = .00001
```

```
W = .00001
```

```
PI = 3.1416
```

```
J=0
```

```
T2 = 0
```

```
TT = 0
```

```
SP3 = 0
```

```
TI = TFE
```

```
MN = 0
```

```
EFIC = 1
```

```
SIG = 5.67E-8
```

```
IG = 1
```

```
TPT = TFE
```

```
REM COMIENZA PROGRAMA
```

```
LM = (DMEN+DMAY)*PI/4
```

```
NV = (DMAY-DMEN)/2/(W+DEXT)
```

```
AC1 = NV*LM*(W+DEXT)
```

```
AC = AC1 *1.1
```

```
X = 3.1416/180
```

```
REM CALCULO DE LOS PARAMETROS SOLARES
```

```

B = 360*(ND-81)/364
E = 9.87*SIN(2*B*X) - 7.53*COS(B*X) - 1.5*SIN(B*X)
Y = (360*(284+ND)/365)
DELT = 23.45 * SIN(Y*X)
AHS1 = -TAN(FI*X) + TAN(DELT*X)
AHS = (ATN(SQR(1-AHS1^2)/AHS1))*1/X
IF AHS > 0 THEN 148
AHS = AHS + 180
148 TD = (2/15)*AHS
PO = ((-TD/2)+2)*J600
TAM = 12+PO/3600
TOC = TD/2+12
IO = 1353 *(1+ (.033* COS((360 * ND/370)*X)))
HV = 5.7 + 3.81*V
PRINT "**** GRABANDO ARCHIVO DE DATOS ****"
FOR HR = 8 TO TOC STEP INC
J = J + 1
IF IG = 0 THEN 350
TS = HR + MN/60 + E/60 + 4 * (LR-LL)/60
AH = (12-TS)*15
AL = COS(FI*X)*COS(DELT*X)*COS(AH*X) + SIN(FI*X)*SIN(DELT*X)
ALF = ( ATN (AL/SQR(1-AL^2))) * 1/X
SENG = (COS(DELT*X)*SIN(AH*X))/COS(ALF*X)
G = (ATN(SENG/SQR(1-SENG^2))) * 1/X
MR = (1/SIN(ALF*X))*(PRE/1.013)
TATM = .5*(EXP(-.65*MR) + EXP(-.095*MR))
COSTZ = SIN(DELT*X)*SIN(FI*X) + COS(DELT*X)*COS(FI*X)*COS(AH*X)
IBH = IO * TATM * COSTZ
REM          CALCULO DE RADIACION DIFUSA (IDT)
A = (2-ALB)/(2*COSTZ)
B1 = ALB
C = 2-ALB
D = ALB/(2*COSTZ)
U = SQR((C+A)^2-4*B1*D)*0.5
DEL1 = (C-A)*0.5+U
DEL2 = (C-A)*0.5-U
G1 = (DEL2+A-B1*REF/(DEL1+A-B1*REF))*EXP((DEL2-DEL1)*EOP)
PO = (1/(1+G1))*(G1*EXP(DEL1*EOP)+EXP(DEL2*EOP))
IDC = IO*COSTZ*(PO-EXP(-EOP/COSTZ))
IDS = REF*IO*PO
IDT = 0.5*((1+COS(S*X))*IDC+(1-COS(S*X))*IDS)
REM          CALCULO DE LA RADIACION DIRECTA Y GLOBAL
IG2 = 0
TALF2 = 0
SP2 = 0
TALF = 0
FOR GS = 1 TO 360
COST = COS(ALF*X)*COS((G-GS)*X)*SIN(S*X) + SIN(ALF*X)*COS(S*X)
TETA = (ATN(SQR(1-COST^2)/COST))*1/X
IF TETA < 0 THEN 305
IF Q > 1 THEN 250
IF TETA > 90 THEN 305
BO = 0.04
TR = 1
GOTO 260
250 IF TETA > 70 THEN 305
BO = 0.08
TR = 0.85
260 K = 1-BO*((1/COS(TETA*X))-1)
TALF1 = K * TR
TALF2 = TALF2 + TALF1
290 RB = COS(TETA*X)/COSTZ
IBC = IBH*RB
SP1 = TALF1 *(IBC + IDT)
IG1 = IBC + IDT
IG2 = IG2 + IGI

```

```

SP2 = SP2 + SP1
305 NEXT GS
SP = SP2/360
IG = IG2/360
TALFP = TALF2/360
150 REM
TA=TD*3600
V1=TA/3600
TA=(INT(V1))*3600
B8=TA/2 + 3*3600
B9=24*3600-B8
B7=PO+TA/2+1*3600
IF PO>= 2*3600 THEN 360
T0= T8 + ((T7-T8)/2) * (1+SIN(((B7)-(B8/2)) * (180/B8)*X))
GOTO 370
V2 = 1*3600
360 T0= T8+((T7-T8)/2) * (1+COS(((B7)-(TA/2)) * (90/(B9-((TA/2)-V2))))*X))
REM
CALCULO DE FR Y EFICIENCIA
IF IG = 0 THEN 1750
370 F= (1-.04*HV+.0005*HV^2) * (1+.091*Q)
C1= 250 * (1+.0044*(S-90))
SUM=0
FOR I= 1 TO INT(NV)
SUM= SUM + PI*(DMAY-(I-1)*2*DEXT)
NEXT I
FRAC= (DMAY-INT(NV)*2*DEXT) * (NV-INT(NV)) * PI
LT= SUM + FRAC
P= (DMAY+DMEN)*PI
402 M1= (Q/(C1/(TPO+273.15))) * ((TPO-T0)/(Q+F)) ^ .33+1/HV) ^ (-1)
M2= SIG * (TPO-T0+546.3) = ((TPO+273.15)^2 + (T0+273.15)^2)
IF Q = 0 THEN 500
M3= (EP+.05*Q*(1-EP)) ^ (-1) + (2*Q+F-1)/EC-Q
GOTO 520
500H3 = 1/EP
520 M4= M2/H3
USUP= M1+M4
UFON= KA/L
ULAD= KA*M*P/L/(AC*2)
UL= USUP+ULAD+UFON
QPER= UL*2* AC*(TPO-T0)
TFO= TFO+273.15
KFL= -.3838+.00524*TFO-6.37E-06*TFO^2
CP= ( 2.823+.01183*TFO-3.505E-05*TFO^2+3.602E-08*TFO^3 ) * 1000
RO= 347*.274 * (1-TFO/647.35) ^ (2/7)
TFO=TFO-273.15
MX= (8078.4 + (TFO-8.435001)^2) ^ .5
MY= (( TFO-8.435001)+MX) * 2.1482 - 120
MU= (1/MY)*.1
RE= 4*FH/PI/DINT/MU
PR=CP*MU/KFL
IF RE > 2300 THEN 600
HF=(3.66+.0568*DINT/LT*RE*PR/(1+.04*(DINT/LT*RE*PR)^(2/3))) * KFL/DINT
GOTO 610
600 HF= (KFL/DINT) * 0.023 * RE^0.8 * PR^0.4
610 RAIZ = (UL/(KM*DE)) ^ .5
F1N= RAIZ*W
SINH = (EXP(F1N) - EXP(-F1N))/2
COSH= (EXP(F1N) + EXP(-F1N))/2
FK= KM*DE*F1N/(W*SINH)
RE1= 1/(HF*PI*DINT)
RE2= (LOG(DEXT/DINT))/(KM*PI)
RES= RE1+RE2
FG= -2*COSH-(DEXT+UL/FK)
F2= 1/(FK*RES*(1+FG)^2-1-FG-FK*RES)
FC= (FK*RES*(1+FG)-1)^2-(FK*RES)^2
F1= NV*FK*LM/F2/UL/FC/AC

```

```

FD= FM*CP/F1/AC/UL
FP1= -FG-1-(1/COSH)
FPN= -FG-1-(COSII)
FPH1= -FG-COSH-(1/COSH)
FM= FP1/(1+FK*RES*FP1)+(NV-2)*FPN1/(1+FK*RES*FPN1)+FPN/(1+FK*RES*FPN)
FR= PD*(1-EXP(-F2*FC*FE/NV/PB))+F1
QUTIL= 2*AC*FR*(SP-UL*(TFE-T0))
MM= RAI2
MM1= MM*W/2
TAN1 = EXP(MM1)-EXP(-MM1)
TAN2 = EXP(MM1)+EXP(-MM1)
TANMM = TAN1/TAN2
FF= TANMM/MM1
FPRIM1= 1/(UL*(W*FF)+DEXT)
FPRIM3= (W+DEXT)*(FPRIM1+RES)
FPRIM= (1/UL)/FPRIM3
FPRIM= FR/FPRIM
FR1 = (FM*CP)/(2*AC*UL)
XT = (-UL*FPRIM*2*AC)/(FM*CP)
FR2=EXP(XT)
FR3 = FR1*(1-FR2)
TF1= TFE + QUTIL/(2*AC*UL*FR)*(1-FPRIM)
IF ABS(TF1-TPO)<.001 THEN 1400
TFO=TF1
GOTO 402
1400 TP1=TFE + QUTIL/(2*AC*UL*FR)*(1-FR)
IF ABS(TP1-TPO)<.001 THEN 1430
TFO=TP1
GOTO 402
1430 TFS= FR*2*AC1*(SP-UL*(TFE-T0))/FM/CP +TFE
IF IG<=0 THEN IG=J
EPIC= (FR*TALFP-FR*UL*(TFE-T0)/IG)*100
REM          CALCULO DE LA TEMPERATURA DEL TANQUE DURANTE EL DIA
TT = TT + INC
SP3 = SP3+SP
T2 = T2 +T0
QQ= SP3*3600*INC - UL*(TI-(T2/J))*TT*3600*INC
IF QQ < 0 THEN EPIC=0
MC= (MA*CP/(2*AC))
QT = QQ/(1+UL*TT*3600*INC/(2*MC))
IF IG > 1300 THEN EPIC = 0
IF EPIC <= 0 THEN 1750
IF EPIC >= 100 THEN 1750
TPT = TI + QT/MC
GOTO 2000
REM          CALCULO DE TEMPERATURA DEL TANQUE DURANTE LA NOCHE
1750 QT1 = 2*PI*KA*AD*(TPT-T0)/LOG((D0+2*L)/D0) + 2*KA*PI*D0^2*(TPT-T0)/(4*L)
TPT = TPT - (QT1*3600*INC)/(MA*CP)
TPT = TPT
2000 IF EPIC<0 THEN EPIC =0
IF EPIC > 100 THEN EPIC =0
IF IG < 0 THEN IG = 0
IF IG > IO THEN IG = 0
IF HR> TOC THEN IG = 0
PRINT "-----"
PRINT USING "###.## " ;HR; IG; TPT; TFS; EPIC
PRINT "-----"
TPE = TPT
PO = PO + (INC*3600)
NEXT HR
PRINT
PRINT
END

```

## NOMENCLATURA

n	Número del día del año (1,2,3...365)
$\phi$	Latitud del lugar.
$\lambda_{loc}$	Longitud del lugar.
$\lambda_{ref}$	Longitud de referencia.
$\omega$	Angulo horario.
$\alpha$	Altura solar.
$\gamma$	Acimut solar.
$\gamma_s$	Acimut del plano inclinado con respecto al sur.
$\theta$	Angulo formado entre la normal a un plano inclinado sobre la sup. terrestre y el haz de radiación.
$\theta_z$	Angulo formado entre la normal a un plano horizontal sobre la sup. terrestre y el haz de radiación.
$T_d$	Tiempo de duración del día solar (hrs.)
$T_{of}$	Hora oficial del día. (hrs.)
$T_s$	Hora solar verdadera. (hrs.)
E	Factor de corrección del tiempo solar.
$T_{am}$	Hora al amanecer.
$T_{oc}$	Hora de ocultamiento del sol.
$I_o$	Radiación extraterrestre. ( $W/m^2$ )
m	Masa de aire .
$\tau_{atm}$	Transmitancia atmosférica.
S	Angulo de inclinación del colector.
$R_B$	Factor de proyección.
$I_B$	Radiación directa sobre la sup. terrestre.
$I_{Bc}$	Radiación directa normal a un plano inclinado ( $W/m^2$ ).
$I_{Bh}$	Radiación directa normal a un plano horizontal ( $W/m^2$ ).
$I_{Dc}$	Radiación difusa proveniente del cielo ( $W/m^2$ ).
$I_{Ds}$	Radiación difusa proveniente del suelo ( $W/m^2$ ).
$I_{Dt}$	Radiación difusa total. ( $W/m^2$ )
ALB	Albedo simple por dispersión.
REF	Reflectividad del suelo.
EOP	Espesor optico del lugar.
$I_G$	Radiación global. ( $W/m^2$ )
Hr	Potencia recibida por el colector. (W).
$\tau_a$	Transmitancia de la cubierta.
$\tau_o$	Absortancia de la placa absorbidora ó de la manguera
$(\tau\alpha)$	Producto transmitancia-absortancia.
$S_p$	Radiación neta recibida por el absorbedor ( $W/m^2$ ).
Ac	Area neta del colector. ( $m^2$ )
$T_p$	Temperatura de la placa ó de la manguera ( $^{\circ}C$ ).
$T_a$	Temperatura ambiente. ( $^{\circ}C$ )
Q	Número de cubiertas del colector.
$\sigma$	Constante de radiación de Boltzman. ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 K^2$ )
$C_p$	Emitancia de la placa o de la manguera.

Cc	Emitancia de la cubierta.
U	Velocidad de circulación.
Usup	Coefficiente de pérdidas de calor en la parte superior del colector. ( $W/m^2K$ ).
Ufondo	Coefficiente de pérdidas de calor en el fondo del colector. ( $W/m^2K$ ).
Ulad	Coefficiente de pérdidas de calor en los lados del colector. ( $W/m^2K$ ).
Ul	Coefficiente global de pérdidas de calor del colector. ( $W/m^2K$ ).
l	Espesor del aislante en los lados y en el fondo del colector. (m)
Ka	Conductividad térmica del aislante. ( $W/mK$ )
M	Espesor ó altura de la caja del colector. (m)
P	Perímetro del colector. (m)
v	Velocidad del viento. (m/s)
hv	Coefficiente convectivo externo. ( $W/m^2$ )
$\rho$	Densidad del agua. ( $Kg/m^3$ )
Cp	Calor específico del agua. ( $KJ/KgK$ )
Kr	Conductividad térmica del agua. ( $W/mK$ )
$\mu$	Viscosidad dinámica. ( $Kg/ms$ )
Re	Número de Reynolds.
Pr	Número de Prandtl.
m	Flujo másico de agua ( $Kg/s$ )
Di	Diámetro interno de la manguera. (m)
De	Diámetro externo de la manguera. (m)
d	Espesor de la aleta (m)
Dmay	Diámetro mayor del cono. (m)
Dmen	Diámetro menor del cono. (m)
Lr	Longitud total de manguera enrollada. (m)
Nv	Número de vueltas de la manguera sobre el cono. (m)
Rk	Resistencia térmica por conducción para un cilindro hueco. ( $m^2K/W$ )
Rkr	Resistencia térmica por conducción para medio cilindro hueco. ( $m^2K/W$ )
Rc	Resistencia térmica por convección en la pared interna de la manguera. ( $m^2K/W$ )
Km	Conductividad térmica de la manguera. ( $W/mK$ )
Req	Resistencia equivalente. ( $m^2K/W$ )
FR	Factor de remoción.
Wn	Espaciamiento entre cada vuelta del serpentín. (m)
Lm	Longitud media del serpentín. (m)
Am	Area media del colector cónico-helicoidal. (m)
Tr	Temperatura media del agua en el captador. ( $^{\circ}C$ )
Tp	Temperatura media de la manguera. ( $^{\circ}C$ )
Trs	Temperatura del agua en la entrada del captador. ( $^{\circ}C$ )
Trs	Temperatura del agua en la salida del captador. ( $^{\circ}C$ )
$\eta_c$	Eficiencia térmica del calentador solar.
Qtill	Calor útil. (W)
Qper	Calor perdido por el colector al medio ambiente. (W)
qt	Calor ganado por el agua en el captador. ( $J/m^2$ )
Tr	Periodo de ganancia de calor en el depósito (hrs.)

Ma	Masa de agua en el almacén térmico (Kg)
T <sub>d</sub>	Temperatura media del agua en el almacén térmico al final del periodo Tr. (°C)
q <sub>n</sub>	Calor perdido por el agua en el almacén térmico cuando no hay asoleamiento. (°C)
T <sub>dn</sub>	Temperatura media del agua en el almacén térmico cuando no hay asoleamiento. (°C)
L <sub>a</sub>	Espesor del aislante en el almacén térmico. (m)
D <sub>d</sub>	Diámetro interno del almacén térmico (m)
T <sub>u</sub>	Periodo de pérdida de calor en el depósito. (hrs.)