

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA

Diseño y Construcción de un Prototipo de Colector  
de Energía Solar

250

T E S I S  
QUE PARA OBTENER  
EL TITULO DE:  
INGENIERO QUIMICO  
P R E S E N T A  
GABRIEL ABRAHAM OLALDE QUINTANAR



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 esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

CLAS. Tesis 236  
ADQ. 1974  
FECHA  
PROC. 415-239



QUÍMICA

A mis padres  
con eterno agradecimiento

A mis hermanos

A mi sobrino  
Eduardo Olalde Galván

A mi abuelo  
Sr. Donaciano Olalde Mora  
Por su espíritu de lucha  
jamás olvidaré

A mis familiares presentes y ausentes

Deseo expresar y hacer patente mi agradecimiento, al maestro y amigo; Sr. Ing. Santiago de la Torre Galindo por su siempre eficaz guía en mi carrera profesional.

Agradesco la valiosa ayuda prestada por Investigadores y compañeros, así como también al Centro de Investigación de Materiales, por las facilidades que me fueron concedidas, para la elaboración de este trabajo.

PRESIDENTE: Ing. Quim. Santiago de la Torre G.

VOCAL: Ing. Enrique Villarreal D.

SECRETARIO: Ing. Isaac Pilatowsky F.

1er. SUPLENTE: Ing. Carlos Doorman

2do. SUPLENTE: Ing. Antonio Reyes Chumacero

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

Centro de Investigación de Materiales - U.N.A.M.

SUSTENTANTE: Gabriel Abraham Olalde Quintanar

ASESOR DEL TEMA: Ing. Isaac Pilatowsky Figueroa



## I N D I C E

	PAGINA
INTRODUCCION.....	1
CAPITULO I	
GENERALIDADES.....	3
CAPITULO II	
FUNDAMENTOS TECNICOS.....	8
CAPITULO III	
DISEÑO Y CONSTRUCCION.....	16
CAPITULO IV	
METODO DE MEDICION.....	18
CAPITULO V	
CALCULOS.....	20
CONCLUSIONES.....	29
INDICE DE FIGURAS.....	30
NOMENCLATURA.....	31
BIBLIOGRAFIA.....	33

## Introducción

El abastecimiento mundial de energéticos, constituye para la humanidad, un violento reto cuyo desenlace se prevee para principios del siglo XXI, esto es, para cuando los jóvenes de hoy sean adultos y carguen con la responsabilidad de garantizar la supervivencia de nuestra actual civilización.

Es obvio que los jóvenes técnicos debemos sentir honda motivación por tan grave e inexorable problema y tratemos de ir evaluando la viabilidad técnica de algunas de sus posibles soluciones.

Bien sabido es que, a excepción de la energía nuclear y la energía geotérmica, todas las demás manifestaciones energéticas dependen directa o indirectamente de la radiación solar recibida; esta energía solar, almacenada por millones de años en forma de petróleo y carbón mineral empezó a ser explotada masivamente hasta este siglo y sus niveles de explotación registraron incrementos logarítmicos de tal magnitud que existe el temor de que tales recursos no renovables, se agoten en unas cuantas décadas, planteándose una situación tan crítica, que es imposible estimar sus implicaciones sociales, económicas, técnicas, etc.

Ante un panorama tan problemático y palpando hoy en día la carencia de combustibles, no queda camino mas razonable que volver nuestros ojos al sol y tratar de aprovechar las enormes cantidades de energía radiante que de él recibimos y aprovecharla para cubrir nuestras cotidianas necesidades. Además, cabe hacer mención que

la utilización energética de la radiación solar no deteriora el medio ambiente, en contraposición de todos los demás energéticos que producen contaminación, tal es el caso de los desperdicios radioactivos de la energía nuclear.

En el contexto de esta tesis, se desarrollan los estudios de diseño, eficiencias, técnicas de construcción y modelo matemático para un colector solar plano. Estos colectores solares podrían utilizarse para la calefacción de casas, para construir sistemas de refrigeración; mediante un diseño específico es factible potabilizar agua de mar y así tenemos que las posibilidades de diversificación utilitaria de este tipo de colector solar, es enorme y de actualidad vigente. Todas aquellas localidades aisladas de los sistemas de distribución de energéticos que reciben las radiaciones solares durante buena parte del año, son candidatos lógicos y naturales para este tipo de tecnologías.

# CAPITULO I

## Generalidades

Un colector solar, es un aparato que intercepta la radiación solar convirtiéndola en energía térmica y transfiere este calor al fluido de trabajo; por ésto, un colector es en realidad un captador y un cambiador de calor. En general los colectores pueden agruparse en dos grandes grupos: Colectores Planos y Colectores Focales.

### Colectores Planos

Los colectores planos son aquellos en los cuales, la energía se absorbe en una superficie adecuadamente ennegrecida (Cuerpo Negro) sin concentración óptica. No es necesario que sigan la trayectoria del sol, ya que aprovechan la radiación global (Directa y Difusa) que de él nos llega.

El colector plano mas común, consiste de una placa de metal (cobre, aluminio, etc.) la cual esta ennegrecida por la cara que estará expuesta al sol, para que tenga gran poder de absorción de la radiación solar. La placa esta dispuesta con canales, por donde circula un fluido que absorbe y conduce la energía absorbida por la placa, la cual se encuentra aislada por el fondo y los lados, para disminuir pérdidas térmicas por convección. Arriba de la placa se encuentran espaciados uno o más paneles de vidrio o plástico, que reducen las pérdidas por convección de la superficie de la placa a la atmósfera, así como las pérdidas de rerradiación, si las cubiertas son opacas o la rerradiación de longitudes de onda larga co-

mo vidrio y algunos plásticos.

En la figura 1, se muestran secciones de varios tipos de colectores planos. En la 1A, se muestra el tipo convencional descrito anteriormente, en donde los canales por donde circula el líquido a calentar son tu bos soldados a la placa; la figura 1B, muestra un calentador de aire en donde la placa tiene una serie de aletas (superficies extendidas) para facilitar la transferencia de calor; en la 1C, la energía es absorbida en la porción ennegrecida del fondo de los paneles inclinados de vidrio; en la 1D, la energía es absorbida en una gasa ennegrecida; en la 1E, se tiene otro tipo de colector con tubos donde la tubería va soldada en la parte superior de la placa.

El uso para estos colectores planos se ha extendido para calentadores de agua domésticos, calderas a baja presión, calefacción, refrigeración, destilación, etc.

#### Colectores Focales

Los colectores focales consisten en superficies de reflexión que pueden ser curvas, planas multiples, o lentes; para concentrar unicamente la radiación directa, sobre un receptor ennegrecido de area relativamente pequeña en comparación con el area de colección.

Debido a ésto, se obtiene un alto flujo de energía en el receptor y se pueden conseguir temperaturas más altas que en los colectores planos.

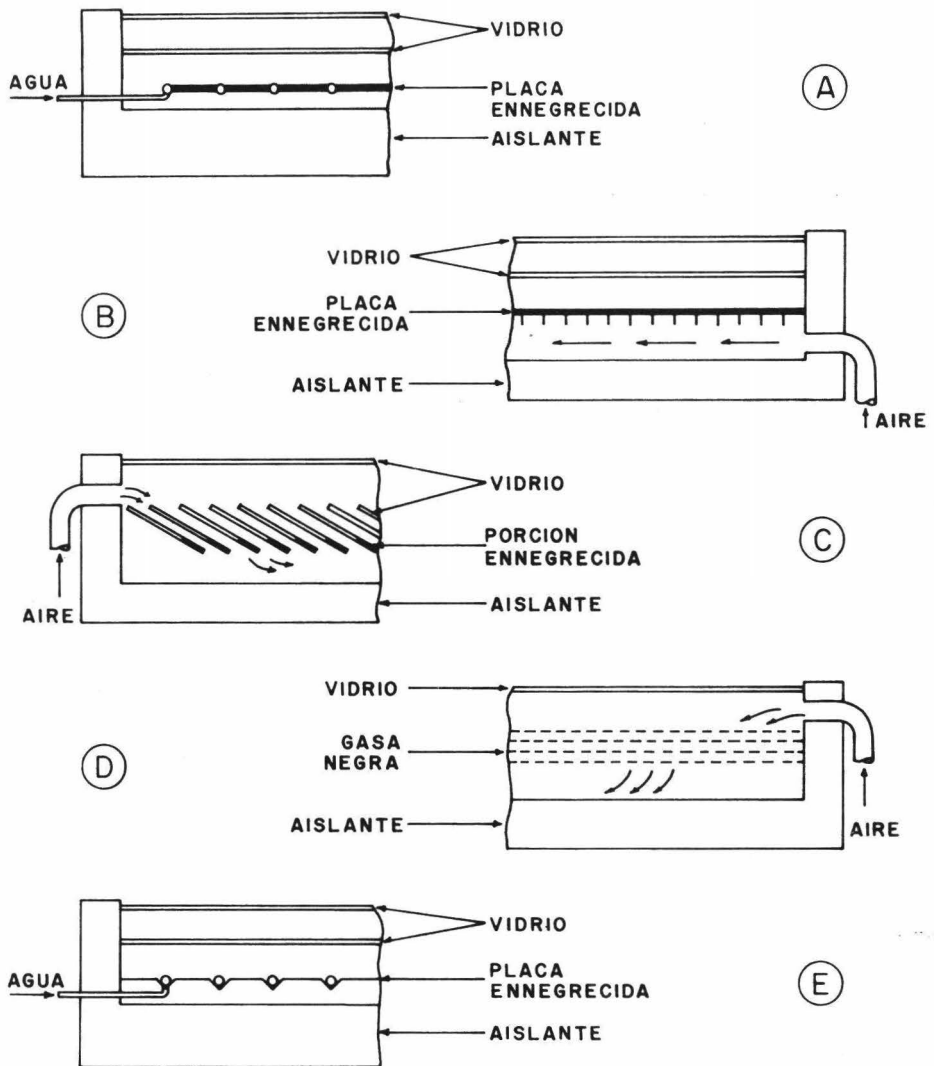


FIG.-1 CINCO TIPOS DE COLECTORES PLANOS

Los colectores focales solamente pueden utilizar el componente directo de la radiación solar (radiación directa), en contraposición de los colectores planos que aprovechan la radiación directa y difusa. El componente directo de la radiación solar puede llegar hasta valores del 90% del total, en días muy claros, pero en días nublados la radiación directa es casi cero o cero y la radiación que recibimos es completamente difusa.

Ya que estos sistemas utilizan unicamente la radiación directa, requieren de sistemas de orientación bastante precisos, de no ser así, se estaría disminuyendo su capacidad de absorción de energía.

De este tipo de colectores, el más común es el reflector parabólico que puede ser de dos tipos: la parábola de revolución, enfoca la radiación en un "punto" y se dispone de modo que gire alrededor de dos ejes, con el fin de seguir el movimiento aparente del sol y, la parábola cilíndrica que enfoca la radiación sobre una "línea" y puede disponerse para que gire solo en torno a un eje, siguiendo así razonablemente el curso del sol. Para algunos fines cuando las temperaturas requeridas no son demasiado altas, la parábola cilíndrica puede dar el mismo rendimiento que la parábola de revolución.

### Almacenamiento de Energía

En cualquiera de los usos de la energía solar, en que se desea rendimiento de la instalación durante periodos sin sol, es necesario contar con unidades de almacenamiento y los colectores han de ser suficientemente grandes para que el sistema funcione y suministre energía a



la unidad de almacenamiento.

El almacenamiento de energía puede ser en forma de energía calorífica, energía química en acumuladores, energía cinética por medio de volantes u otros aparatos mecánicos, etc. El almacenamiento de energía calorífica se ha usado experimentalmente en varias formas: en tanques de agua caliente con buen aislamiento, en lechos de grava o guijarros, en productos químicos; gracias a la transición de fases que ocurre en ellos, a un intervalo de temperaturas conveniente. Los materiales usados experimentalmente son  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10 \text{H}_2\text{O}$  que funde alrededor de  $35^\circ\text{C}$  con un calor de fusión de  $57.8 \frac{\text{Kcal.}}{\text{Kg.}}$ , el  $\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12 \text{H}_2\text{O}$  que funde a  $36^\circ\text{C}$  y tiene un calor de fusión de  $52.2 \frac{\text{Kcal.}}{\text{Kg.}}$ .

De las formas de colección de energía discutidas anteriormente, se deja ver que existen tres tipos fundamentales de colectores: Colectores planos, Colectores de parábola cilíndrica y Colectores de parábola de revolución.

Esta clasificación ha sido creada en base a las temperaturas obtenidas en cada uno de ellos. Los colectores parabólicos de revolución permiten la obtención de las más altas temperaturas, del orden de miles de  $^\circ\text{C}$ ; los parabólicos cilíndricos, temperaturas del orden de cientos de  $^\circ\text{C}$  y, los Colectores planos, temperaturas del orden de 50 a  $150^\circ\text{C}$ .

El costo de fabricación de estos colectores aumenta, según las temperaturas que permiten alcanzar.

En un primer estudio, se escogió un colector plano

por ser el más económico -aunque muy útil-, para la obtención de informaciones básicas, como son:

- Intensidad de la energía solar.
- Incidencia Óptima.
- Problemas de aislante.
- Estudio de pérdidas de energía.
- Influencia de las pantallas, etc.

# CAPITULO II

## Fundamentos técnicos

Para establecer el comportamiento del colector, son necesarias determinaciones de la cantidad de energía que absorbe la placa ennegrecida  $q_a$ , la energía que se transmite al fluido (energía útil)  $q_u$  y la pérdida de energía hacia el exterior  $q_e$ .

En el equilibrio térmico la energía útil del colector  $q_u$ , es simplemente la diferencia entre la energía absorbida por la placa  $q_a$  y la pérdida de energía hacia el exterior  $q_e$ . Por conveniencia todos estos términos serán referidos a una unidad de área de colector, entonces  $q_u$  estará dada en  $\text{cal cm}^{-2} \text{hr}^{-1}$ .

$$q_u = q_a - q_e \quad (1)$$

Debido a que los colectores planos utilizan los componentes, difuso y directo de la radiación solar, la energía absorbida por unidad de área de colector, para cada uno de estos componentes, es simplemente, el producto del coeficiente  $\alpha$  de absorción solar en la placa, por la transmitancia efectiva de las cubiertas del colector (vidrio),  $\tau_e$ , y por la radiación solar que llega sobre la superficie inclinada del colector  $R_H$  - todo evaluado para cada componente particular (Donde  $R$  es el factor de orientación, por el cual el valor de la energía recibida sobre una superficie horizontal  $H$ , es transformada al valor recibido sobre una superficie inclinada).

$$q_a = \alpha_1 \tau_{e1} R_1 H_1 + \alpha_2 \tau_{e2} R_2 H_2 \quad (2)$$

donde los valores con subíndice uno, se refieren al com-

ponente directo y, los valores con subíndice dos se refieren al componente difuso.

El factor de orientación  $R_1$  es <sup>1</sup>.

$$R_1 = \frac{\cos \theta_I}{\cos \theta_H} \quad (3)$$

donde

$\theta_I$  = ángulo de incidencia de la radiación directa con respecto a la superficie inclinada.

$\theta_H$  = ángulo de incidencia de la radiación directa con respecto a la superficie horizontal.

El factor de orientación  $R_2$  es <sup>1</sup>.

$$R_2 = \frac{1}{2} ( 1 + \cos \Psi ) \quad (4)$$

donde  $\Psi$  es el ángulo de inclinación del colector con respecto a la horizontal. (Esta expresión asume una distribución uniforme de la intensidad de la radiación difusa)

Debido a la época del año en que se efectuaron las experiencias el colector estuvo en posición horizontal, por lo tanto

$$R_1 = 1 \text{ y } R_2 = 1 \text{ y } q_a = \alpha_1 \tau_{e1} H_1 + \alpha_2 \tau_{e2} H_2 \quad (5)$$

Los métodos para evaluar estos factores serán discutidos posteriormente.

Las pérdidas de energía hacia el exterior  $q_e$ , se pue-

den ordenar de la siguiente manera: pérdidas por conducción por el fondo de la placa ennegrecida, a través del material aislante  $q_c$  (pérdidas por los lados del colector, que en un buen diseño de éste, son pequeñas y pueden ser ignoradas) y pérdidas hacia la atmósfera por convección, conducción y radiación a través de las cubiertas de vidrio  $q_{cr}$  entonces

$$q_e = q_c + q_{cr} \quad (6)$$

La pérdida de energía a través del aislante, por unidad de área  $q_c$ , dependerá de la conductividad térmica  $k$ , del espesor  $D$  del aislante, así como también de la diferencia entre la temperatura media de la placa  $T$  y la temperatura del armazón  $T_b$  (la temperatura ambiente  $T_a$ , puede ser usada como el valor de  $T_b$ , en cálculos prácticos).

$$q_c = \frac{k}{D} ( T - T_b ) \quad (7)$$

Con un buen aislante estas pérdidas de energía son usualmente despreciables, comparadas con las pérdidas de calor hacia la atmósfera a través de las cubiertas de vidrio  $q_{cr}$ , como podemos conocer las temperaturas de entrada y salida del fluido en el plato absorbedor (placa ennegrecida)  $T_1$  y  $T_2$ , y conocemos la masa  $m$ , que pasa en una unidad de tiempo

tenemos

$$q_u = m C_p ( T_2 - T_1 ) \quad (8)$$

de la Ec. (6) tenemos

$$q_{cr} = q_e - q_c \quad (9)$$

y de la Ec. 1

$$q_e = q_a - q_u \quad (10)$$

por lo tanto

$$q_{cr} = q_a - q_u - q_c \quad (11)$$

La pérdida de energía total  $q_e$ , dividida por la diferencia entre la temperatura de la placa  $T$  y la temperatura ambiente  $T_a$ , da un valor que es definido como el coeficiente global de pérdidas de energía del colector <sup>2</sup>.

$$U_L = \frac{q_e}{T - T_a} \quad (12)$$

Utilizando esta definición y la Ec. (1), la energía útil del colector puede ser escrita como:

$$q_u = q_a - U_L (T - T_a) \quad (13)$$

En general, la placa no se encuentra a una temperatura uniforme, debido a variaciones de temperatura a lo largo de ésta; si estas variaciones no son importantes, puede usarse la media aritmética entre, las temperaturas de entrada y de salida en la placa para los cálculos de la pérdida de energía total.

Cuando se desea conocer como afecta en el proceso de remoción de calor, el diseño de la placa absorbadora, la masa velocidad del fluido, etc., un análisis adicional,

es necesario. Para ésto un factor de eficiencia de remoción de calor es definido como <sup>1 3 4</sup>.

$F_R = \frac{\text{intensidad real de colección de energía}}{\text{intensidad de colección de energía obtenida, si la superficie entera de la placa del colector, estuviera a la temperatura de entrada del fluido.}}$

Esta definición es útil ya que este factor es independiente de las temperaturas de operación, de la radiación solar y de las velocidades del viento. Está en función del diseño del absorbedor, masa velocidad "G", del calor específico del fluido "Cp", y del coeficiente global de pérdidas de calor del colector;  $F_R$  esta dado por <sup>1 3 4</sup>.

$$F_R = \frac{G C_p}{U_L} \left( 1 - \exp \left( - \frac{F' U_L}{G C_p} \right) \right) \quad (14)$$

donde  $F'$  es una función compleja que depende de los parámetros de diseño del absorbedor y  $U_L$

$$F' = \frac{1}{\frac{1}{\frac{d}{L} + (1 - \frac{d}{L}) \frac{\tanh h a}{a}} + \frac{L U_L}{\pi d_o h c}} \quad (15)$$

Con

$d$  = diámetro externo

$d_o$  = diámetro interno



$L$  = distancia centro a centro entre los tubos  
 $U_L$  = coeficiente global de pérdidas de energía  
 $h_c$  = coeficiente de película en los tubos

El factor  $a$  está dado por <sup>3</sup>.

$$a = \sqrt{\frac{U_L}{Kt}} \frac{L - d}{2} \quad (16)$$

con

$U_L$  = coeficiente global de pérdidas de energía.  
 $K$  = conductividad térmica de la placa.  
 $t$  = espesor de la placa.  
 $L$  = distancia centro a centro entre los tubos.  
 $d$  = diámetro externo.

Para mejorar el factor de eficiencia de remoción de calor, se pueden modificar los parámetros siguientes:

- mejorando el contacto entre tubo y placa.
- colocando los tubos más cerca uno del otro.
- usando placas más gruesas, etc.

Sin embargo por razones económicas se tiene que hacer un balance entre el costo de un colector optimizado y el beneficio que puede resultar de esto.

Siendo  $H$  la energía solar (\*) recibida en la superficie de la tierra, una parte de esta energía al in-

(\*) Datos obtenidos del Instituto de Geofísica.

cidir en las cubiertas de vidrio del colector es reflejada, otra parte es absorbida y el remanente es transmitido a la placa absorbedora.

La variación del poder de reflexión con el ángulo de incidencia es presentada gráficamente en la Fig. 2. Se nota que el poder de reflexión permanece prácticamente constante hasta ángulos de incidencia del orden de  $40^\circ$ .

Una parte de la energía absorbida por las cubiertas de vidrio, es disipada por radiación hacia el medio ambiente y la otra produce un aumento de la temperatura del vidrio. Reduciéndose la diferencia de temperatura entre la placa absorbedora y los vidrios, se reducen las pérdidas de energía por radiación.

La energía solar transmitida depende de la composición, tratamiento de la superficie y espesor de las placas de vidrio, así como del ángulo de incidencia de la radiación y de la energía absorbida en estas cubiertas, por ésto, se tiene que definir una transmitancia efectiva <sup>1</sup>  $t_e$  para las  $n$  cubiertas de vidrio:

$$t_e = t + \frac{1 - \tau_a}{\alpha \beta}$$

donde

$\tau$  = transmitancia real del sistema de placas transparentes.

$\tau_a$  = transmitancia global correspondiendo solamente a pérdidas por absorción.

$\alpha$  = absorción de la placa absorbedora.

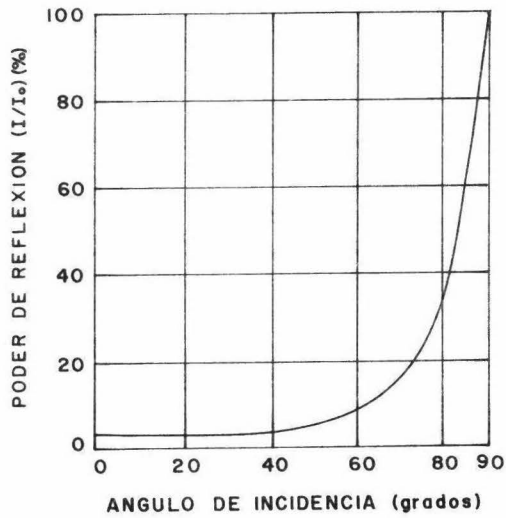


FIG.-2 PODER DE REFLEXION DE VIDRIO,  
 COMO UNA FUNCION DE EL ANGULO DE INCI-  
 DENCIA.

I= INTENSIDAD DE LA RADIACION REFLEJADA  
 I₀= INTENSIDAD DE LA RADIACION INCIDENTE

$\beta$  = constante, la cual depende del número de cubiertas usadas.

Las variaciones de  $\tau \cdot \alpha$  en función del ángulo de incidencia y del número de cubiertas son graficadas en la Fig. 3 para el caso de vidrio común y de una placa absorbidora convencional -  $\alpha = 0.98$  -. En la práctica se considera un valor de transmitancia correspondiente a una incidencia de  $58^\circ$  para calcular la contribución a la transmitancia de la radiación difusa; esto es correcto solamente en el caso de un cielo uniforme y colectores planos y horizontales.

En el caso de luz solar artificial transmitida a través de un sistema de cubiertas de vidrio, la variación de la absorción de una superficie ennegrecida en función del ángulo de incidencia  $i$ , se presenta gráficamente en la Fig. 4. Se nota una disminución muy importante de la absorción para grandes ángulos de incidencia.

En base a las informaciones anteriores, se deduce que se logra una orientación correcta del colector cuando la radiación solar incide sobre éste, en un ángulo no mayor de  $40^\circ$ , teniendo así una menor reflexión y mejores valores del coeficiente  $\alpha$ , de absorción de la superficie y de la transmitancia efectiva  $\tau$ .

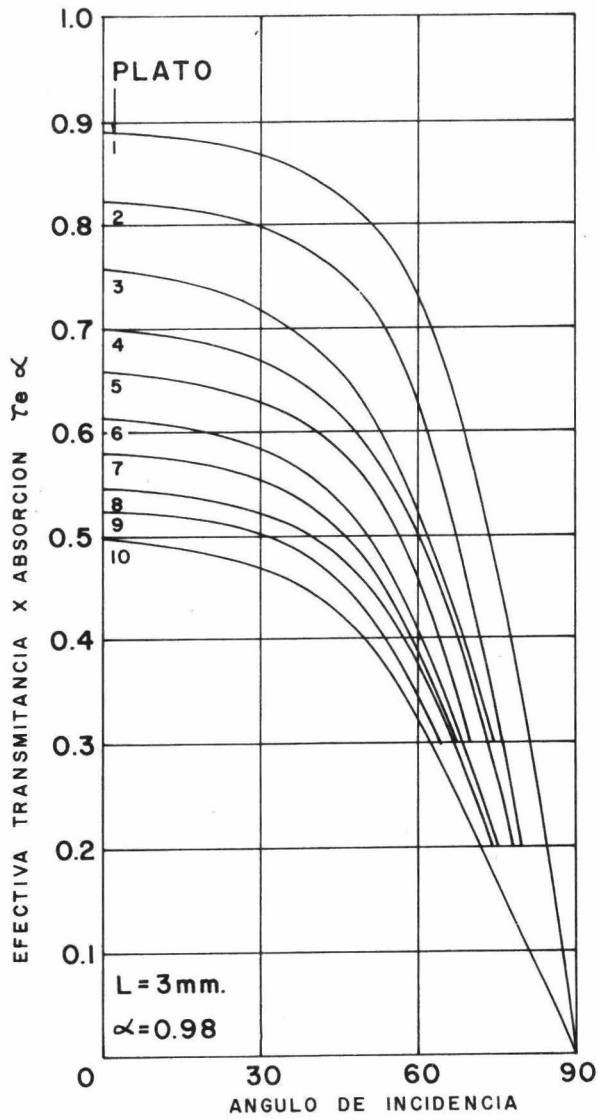


FIG.-3 PRODUCTO EFECTIVO DE TRANSMITANCIA ABSORCION CONTRA ANGULO DE INCIDENCIA PARA VIDRIO COMUN, DONDE L=ESPESOR DEL VIDRIO Y  $\alpha$ =ABSORCION DE LA PLACA ENNEGRECIDA.

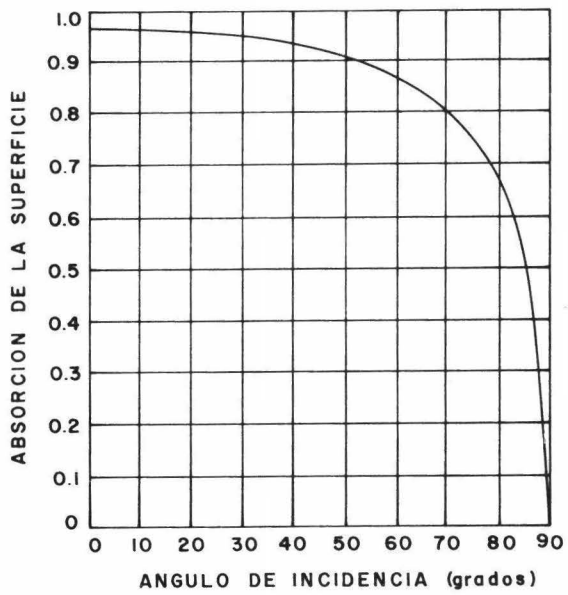


FIG.-4 ABSORCION DE UNA SUPERFICIE ENNEGRECIDA PARA LUZ SOLAR ARTIFICIAL TRANSMITIDA A TRAVES DE VIDRIO.

# CAPITULO III

## Diseño y Construcción

El colector solar construido es del tipo plano, con una superficie de captación de 0.46 m<sup>2</sup>, y consta de los siguientes elementos -placa absorbadora, hojas de vidrio, aislamiento y armazón- que se analizarán a continuación.

### Placa absorbadora

Se utilizó lámina de cobre BWG 14 (2.108mm. de espesor) de 0.91m x 0.505m, sobre la cual se soldó - 5.5m de tubo de cobre de 9.525mm. ( $\frac{3}{8}$ " ) de diámetro en el cual pasa el fluido (Figs. 5, 8). Con el fin de conocer las temperaturas de la placa y de los tubos se colocaron termopares cobre - constantano, como se ve indicado en las Figs. 5,8.

La superficie de captación se recubrió con pintura negra-mate "Kem-Enamel", cuya resistencia a la temperatura es buena hasta 120°C. A la entrada y a la salida de la placa, se soldaron uniones tipo T, que permiten colocar las juntas de medición de dos termopares cobre - constantano, en el flujo de líquido y así conocer la temperatura del fluido antes y después de pasar por el colector; Fig. 6.

### Hojas de vidrio

En el diseño definitivo del colector, se utilizaron dos hojas de vidrio normal de 3mm. de espesor con



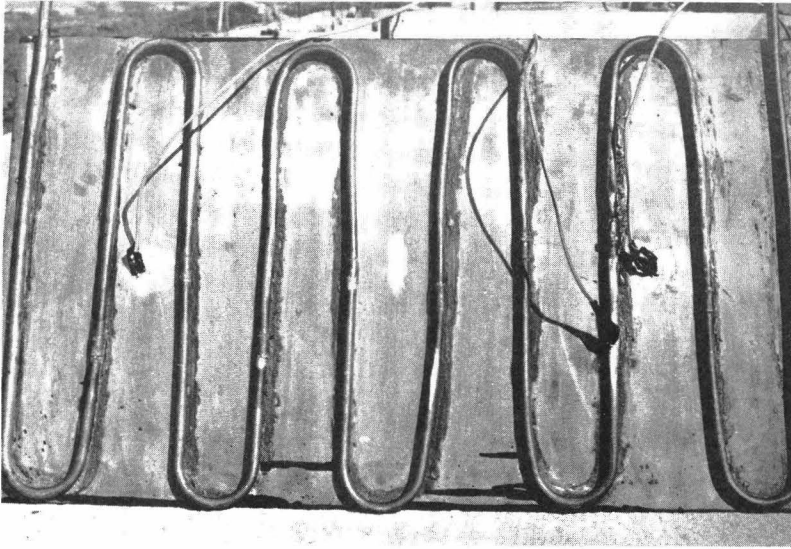


FIGURA No. 5

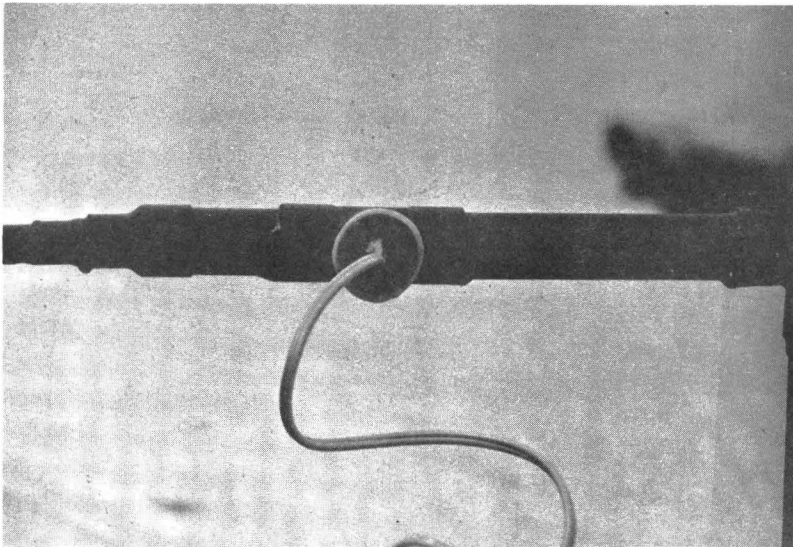


FIGURA No. 6

FIG.-7 CORTE SECCIONAL DEL COLECTOR

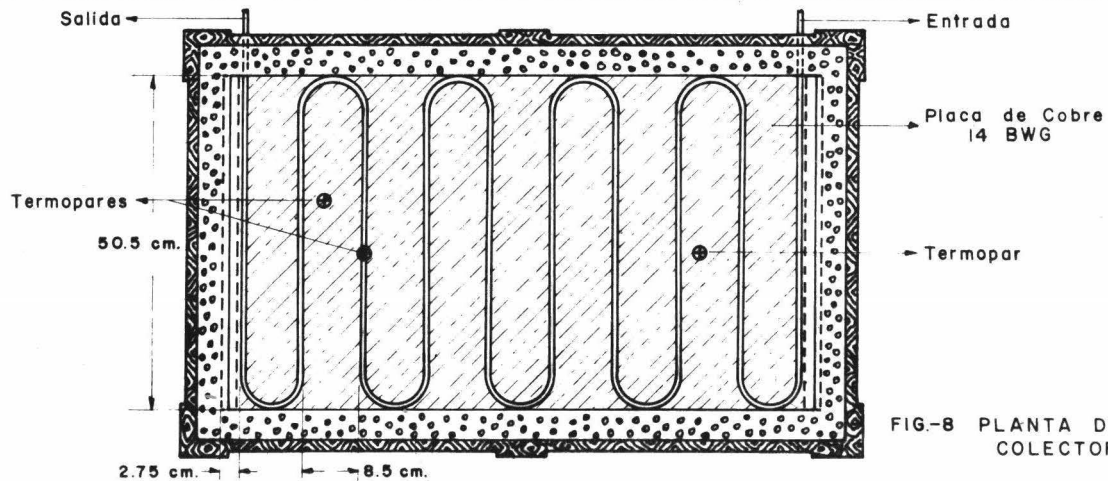
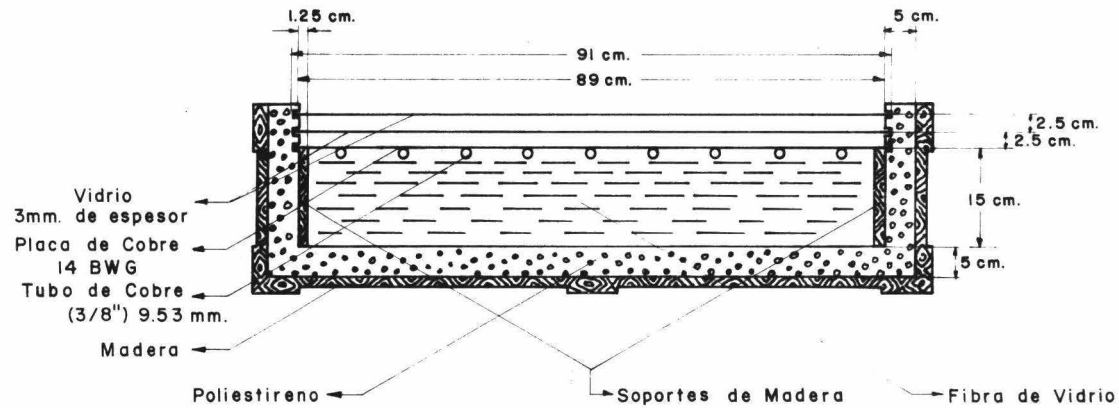


FIG.-8 PLANTA DEL COLECTOR

dimensiones de 0.91m x 0.505m.

Las hojas quedaron separadas a 2.5cm, tanto de la placa absorbadora como entre ellas; Fig. 7.

### Aislamiento

Para la construcción del colector, se usaron dos tipos de aislantes: Placa rígida de poliestireno expandido y fibra de vidrio en colchoneta.

El poliestireno se colocó en el interior de la estructura de madera, pegado a ella; Fig. 7,9 y, en la parte superior de las placas se hicieron canales destinados a recibir las hojas de vidrio.

La placa de cobre debido a su peso (20Kg. aproximadamente cargada con agua), es sostenida mediante dos soportes de madera; Fig. 7.

La colchoneta de fibra de vidrio, se utilizó para rellenar el espacio entre la placa de cobre y el fondo del colector (Figs. 7,9) para evitar pérdidas por convección - radiación.

El colector solar se alimentó por medio de una tubería de cobre de 15.875mm ( $\frac{5}{8}$ " ) de diámetro, que viene de un tanque de suministro de aproximadamente 200 l.

El agua de salida del colector con un flujo de 1 l/min., es almacenada en otro tanque para su consumo; Fig. 10.

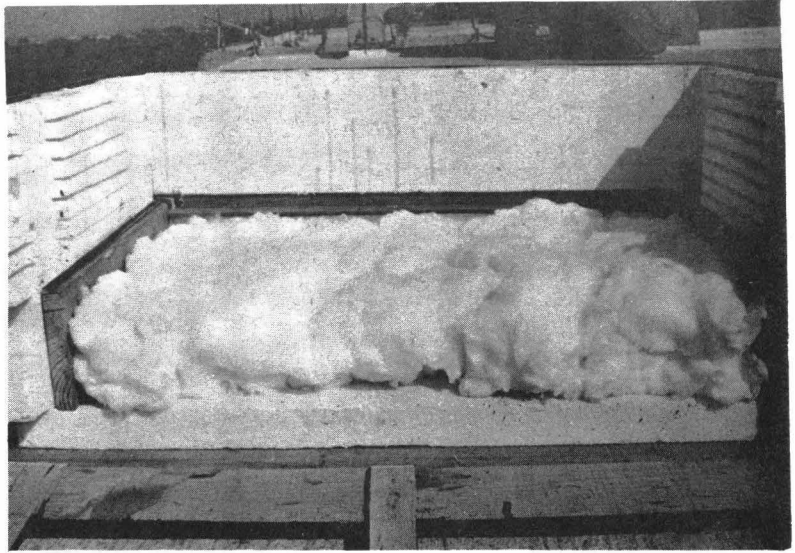


FIGURA No. 9

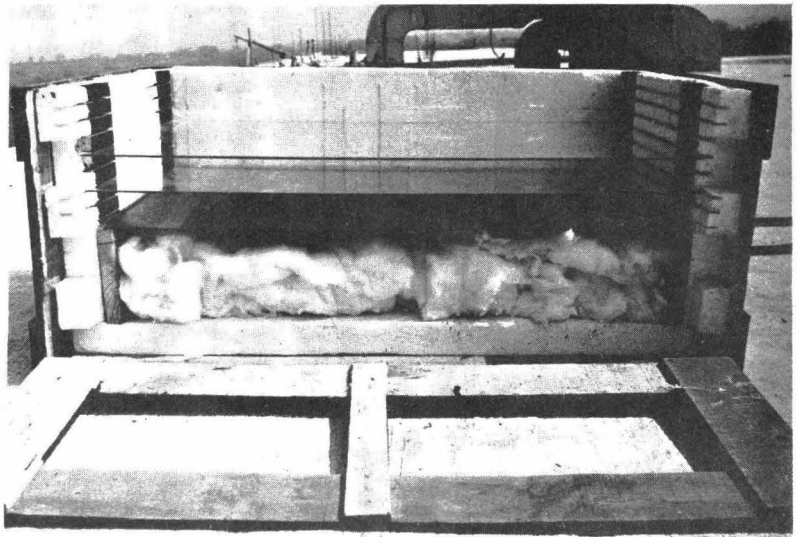


FIGURA No. 9

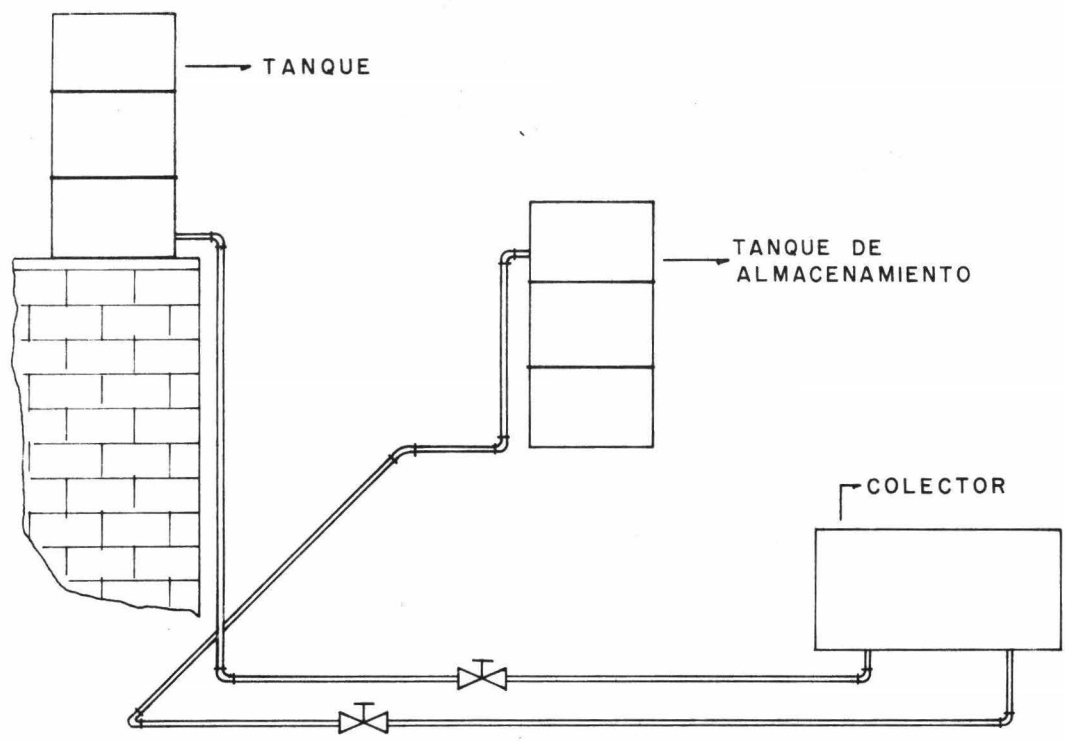


FIG-10 DIAGRAMA DE INSTALACION DEL COLECTOR

# CAPITULO IV

## Metodo de Medición

Antes de empezar a obtener datos acerca del comportamiento del colector, es necesario orientarlo correctamente.

En base a lo tratado en el capítulo II, la radiación directa deberá incidir sobre el colector entre  $0^\circ$  y  $40^\circ$  con respecto a la normal del plano del colector.

Una vez orientado el colector, se procedió a fijar el flujo del circuito a 1 l/min. se esperaron entre 10 y 15 minutos para estabilizar el sistema y se empezó a graficar los diferentes valores de las temperaturas obtenidas:

- dos temperaturas en la placa.
- una temperatura en los tubos soldados a la placa.
- y las temperaturas de entrada y salida del agua.

El registro de temperaturas se hizo mediante termopares cobre-constantano, utilizando un graficador potenciométrico.

Los datos obtenidos se reportan en las siguientes gráficas Figs. 12 a 21, en donde también se incluyen los valores de radiación global para cada día de experimentación.

Se experimentó durante diez días de las 10 a las 13:30 hrs., tanto los valores (\*) de radiación global co-

(\*) Datos obtenidos del Instituto de Geofísica.

mo de radiación difusa para los días de experimentación se encuentran tabulados en las tablas 1 y 2 en  $\text{cal/cm}^2 \text{ hr.}$

### Experiencias

El número de paneles de vidrio necesarios se determinó en base a las temperaturas obtenidas en la placa del colector (no mayores de  $50^\circ\text{C}$ )

Teniendo reportadas las variaciones de eficiencia del colector contra temperaturas en la placa -Fig. 11-, podemos notar que es conveniente el uso de dos paneles de vidrio.

Se aisló el espacio entre la placa absorbedora y el fondo del colector -con fibra de vidrio- debido a que en las experiencias se tenían pérdidas térmicas considerables; obteniéndose con ésto, un aumento del orden del 75% - 90% en la energía útil, la cual se transmite al fluido.



REGISTRO DE RADIACION GLOBAL HORARIA

FEBRERO 1974

U.N.A.M.

Instrumento No. 731947 KIPP  
 Constante=33.30 CAL/CM2 HORA

HORA	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	TOTAL
DIA																
18	0	0	3	20	43	60	73	77	77	57	53	60	20	3	0	546
19	0	0	3	23	43	50	57	73	67	57	50	33	23	7	0	486
20	0	0	3	17	47	57	70	77	80	80	70	50	23	7	0	581
21	0	0	7	33	53	57	77	80	77	57	43	30	7	0	0	521
22	0	0	7	23	40	50	63	70	70	53	27	13	7	3	0	426
25	0	0	3	17	40	40	77	83	83	73	57	23	7	0	0	503
26	0	0	3	10	40	67	80	80	73	53	40	23	7	0	0	476
27	0	0	10	23	50	67	77	73	80	77	40	27	7	3	0	534
28	0	0	7	27	47	63	73	77	73	73	60	40	17	3	0	560

TABLA 1

REGISTRO DE RADIACION GLOBAL HORARIA

MARZO 1974

U.N.A.M.

Instrumento No. 731947 KIPP  
 Constante=33.30 CAL/CM2 HORA

HORA	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	TOTAL
DIA																
4	0	0	7	23	47	67	83	83	80	70	53	37	13	3	0	566

TABLA 1

REGISTRO DE RADIACION GLOBAL DIFUSA

FEBRERO 1974

U.N.A.M.

Instrumento No. 672986 KIPP  
 Constante=26.88 CAL/CM2 HORA

HORA	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	TOTAL
DIA																
20	0	0	3	11	16	19	22	24	22	16	13	11	11	3	0	171
25	0	0	5	32	56	81	56	30	27	30	32	30	11	0	0	390
27	0	0	5	13	16	19	22	38	54	65	51	35	11	3	0	332

TABLA 2

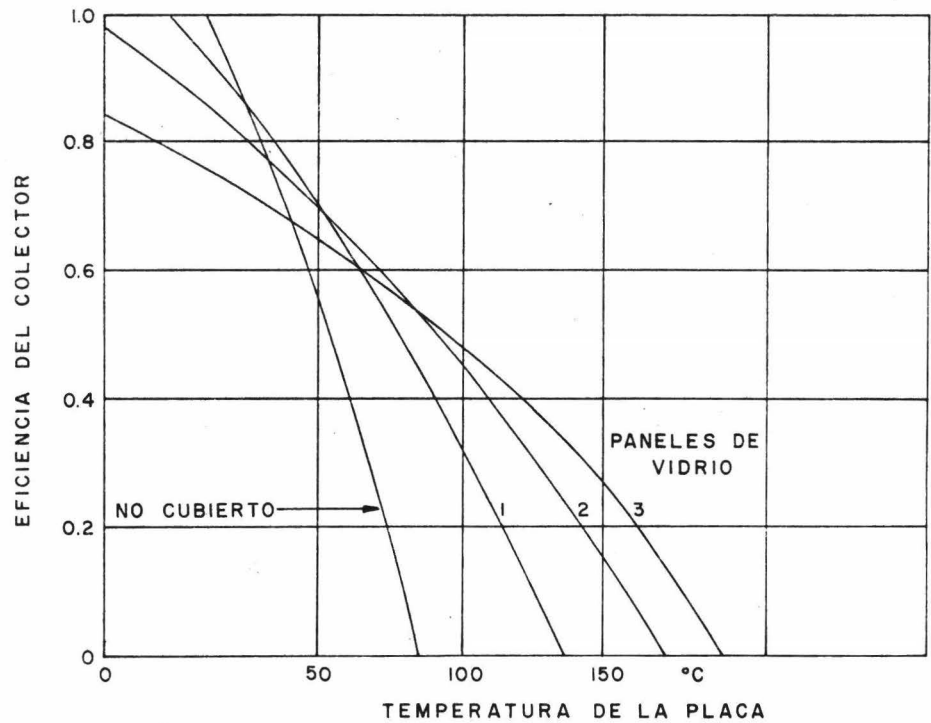
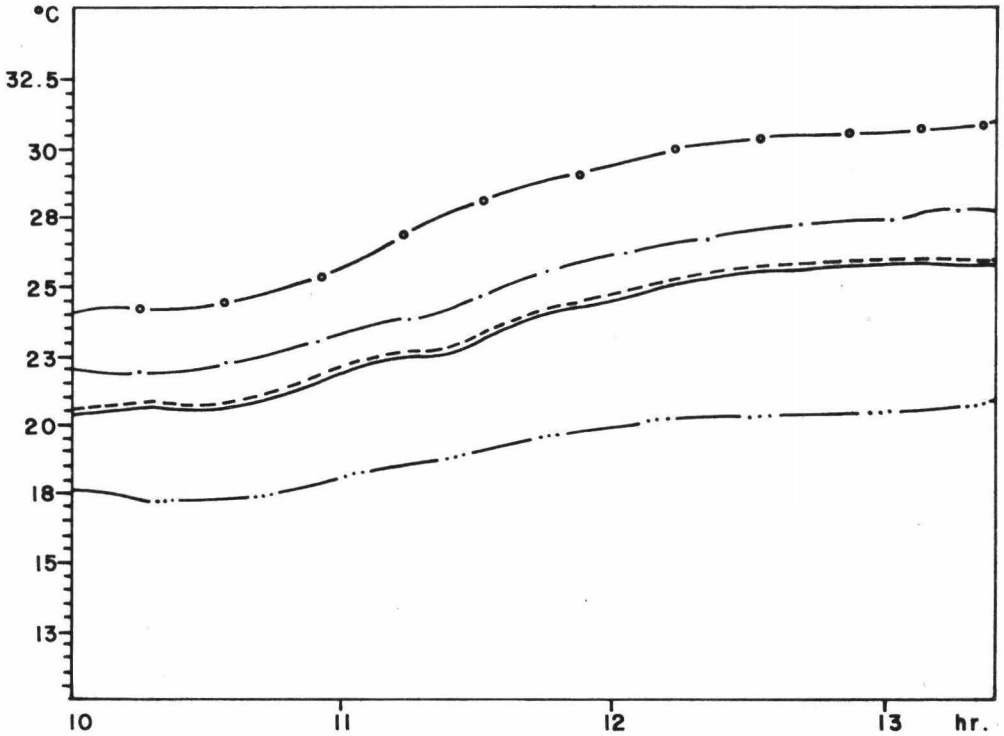


FIG.-II EFECTO QUE PRODUCE EL USO DE PANELES

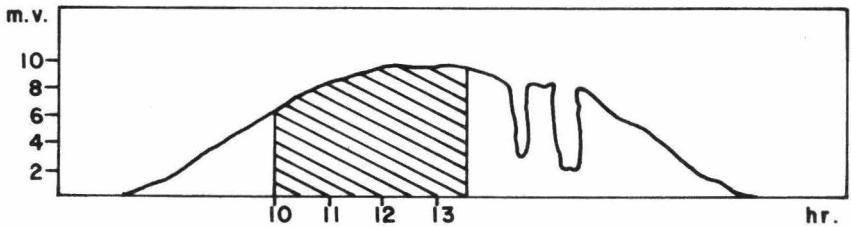
Febrero 18-1974

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

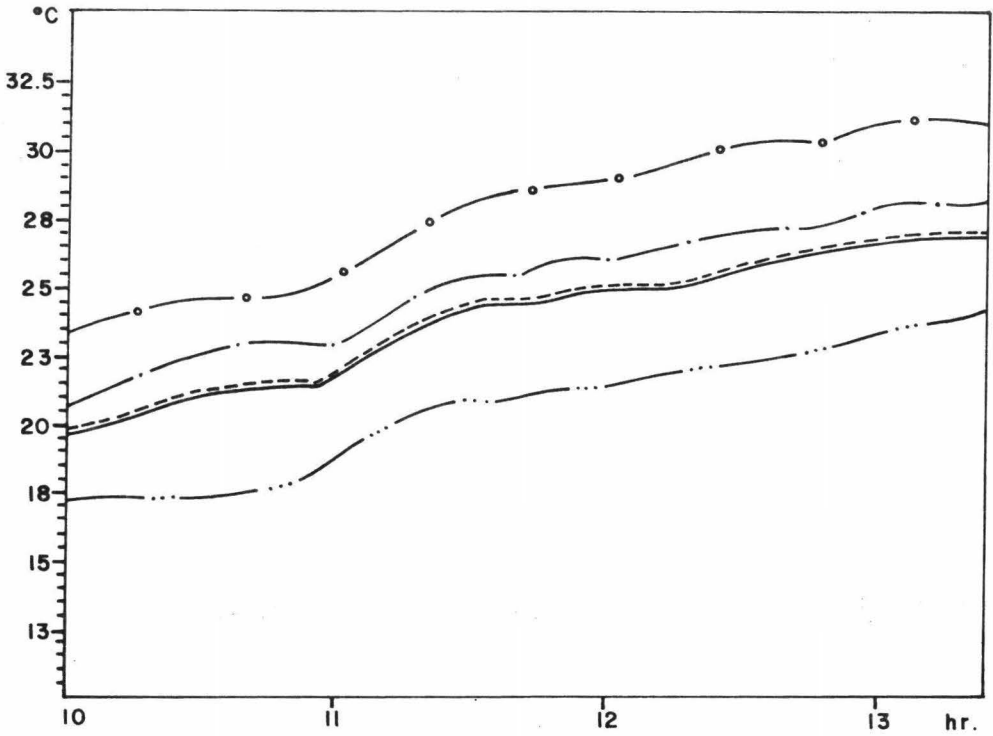


- ..... Temp. Entrada de H<sub>2</sub>O
- Salida de H<sub>2</sub>O
- En la placa entrada
- · - · - En el tubo salida
- o - o - En la placa salida

Figura No. 12

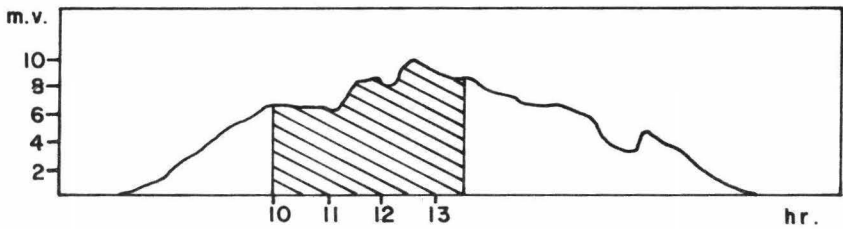
Febrero 19-1974

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

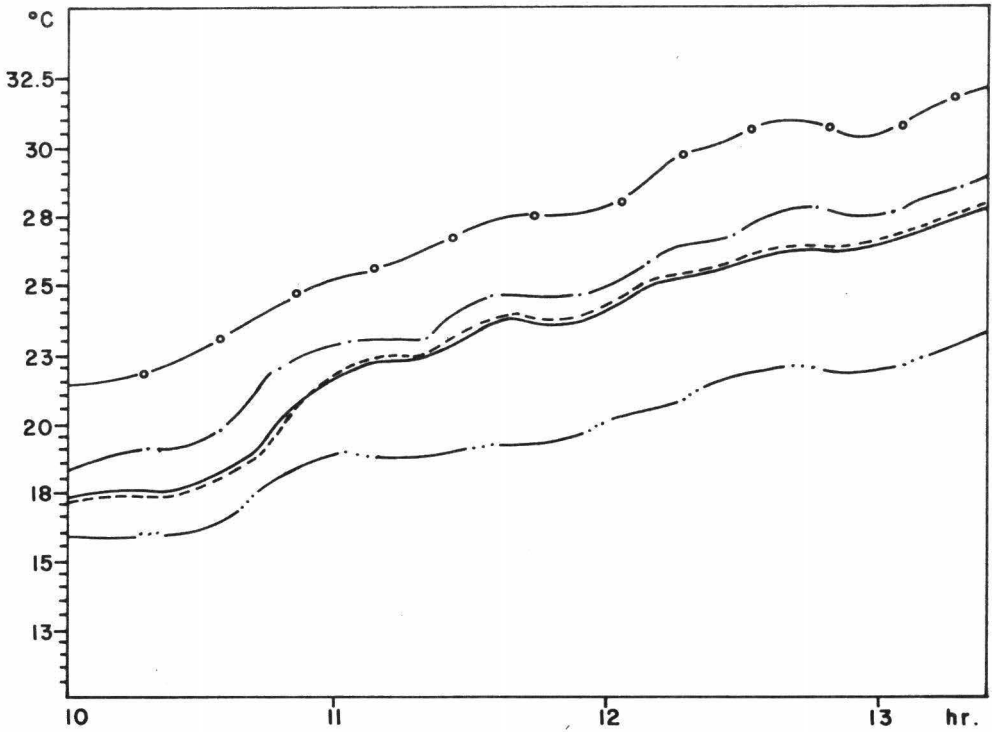


- ..... Temp. Entrada de H<sub>2</sub>O
- Temp. Salida de H<sub>2</sub>O
- En la placa entrada
- · - · - En el tubo salida
- - ○ - ○ - En la placa salida

Figura No. 13

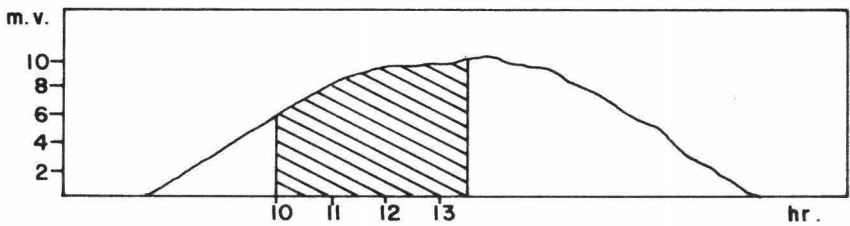
Febrero 20-1974

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

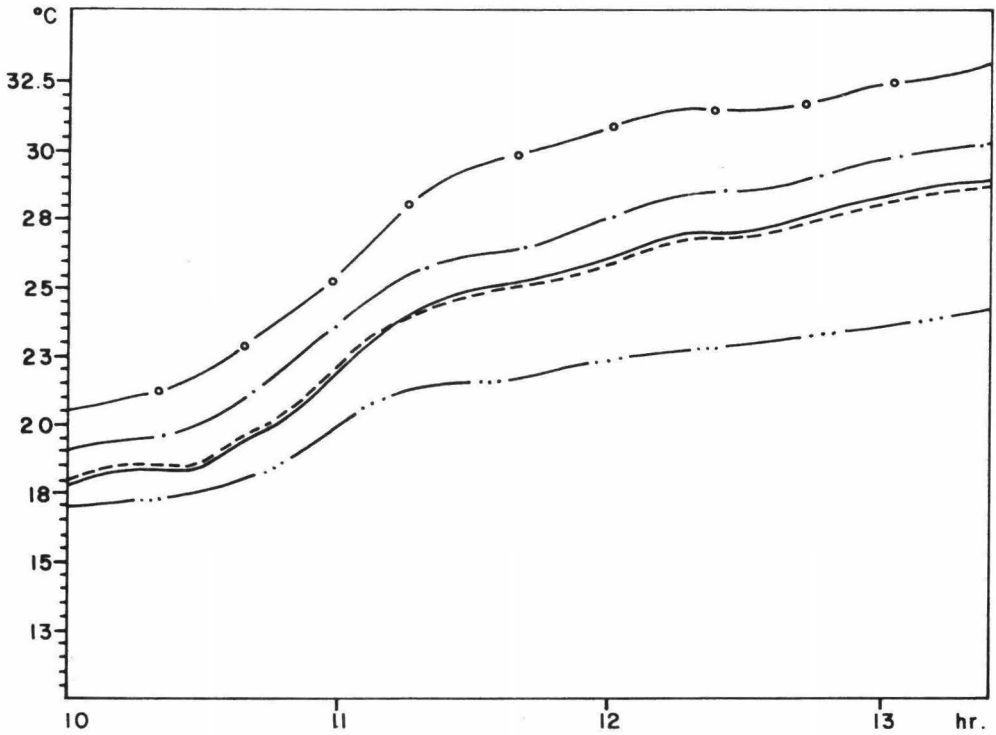


- ..... Temp. Entrada de H<sub>2</sub>O
- Salida de H<sub>2</sub>O
- En la placa entrada
- ..... En el tubo salida
- o-o-o-o- En la placa salida

Figura No. 14

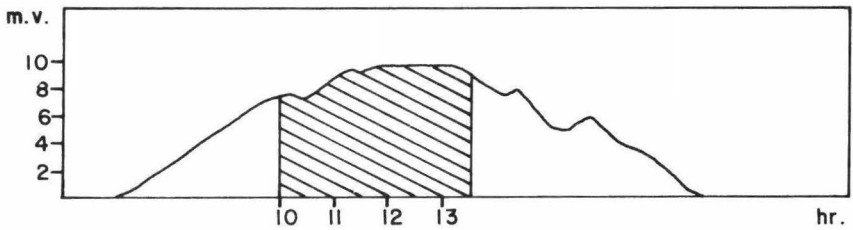
Febrero 21-1974

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

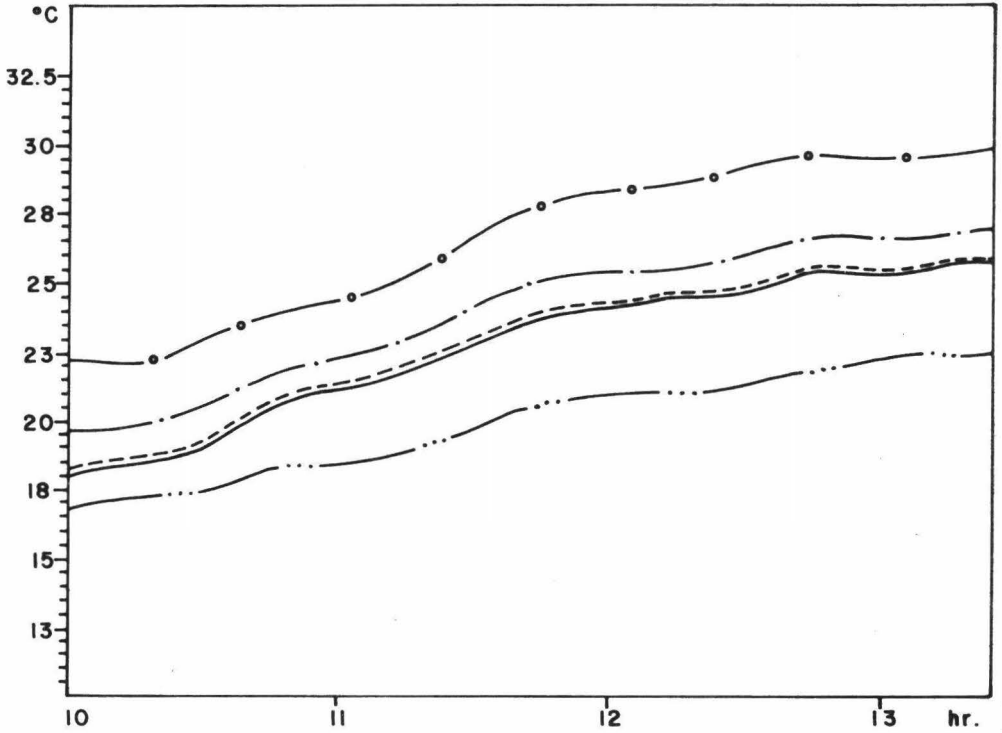


- Temp. Entrada de H<sub>2</sub>O
- Salida de H<sub>2</sub>O
- - - - - En la placa entrada
- · - · - · En el tubo salida
- En la placa salida

Figura No. 15



DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

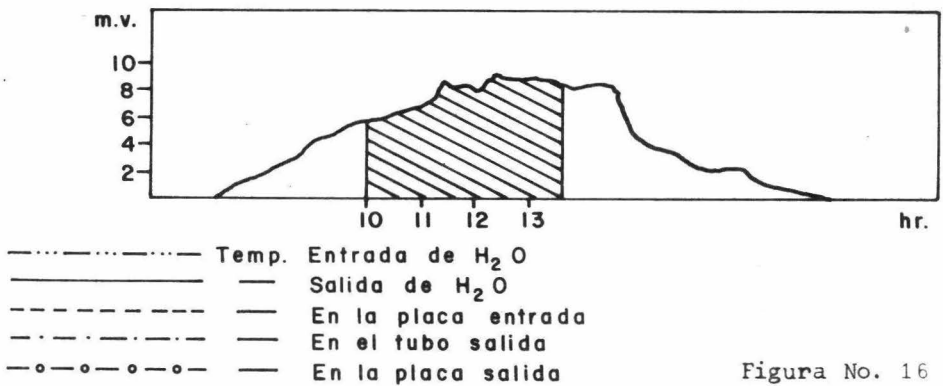
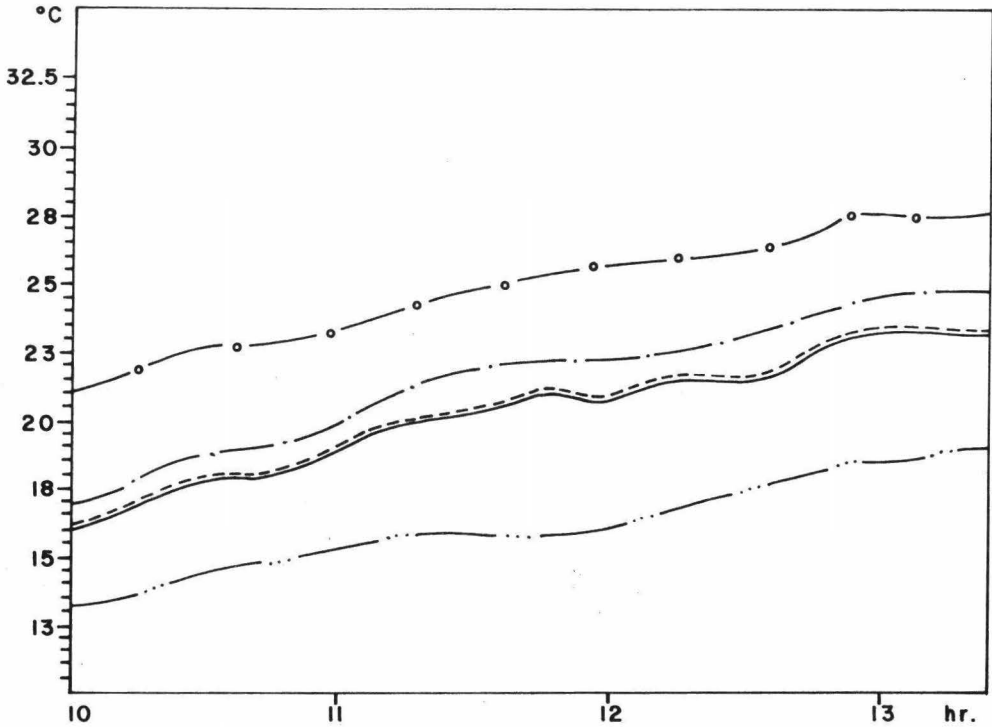


Figura No. 16

Febrero 25-1974

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

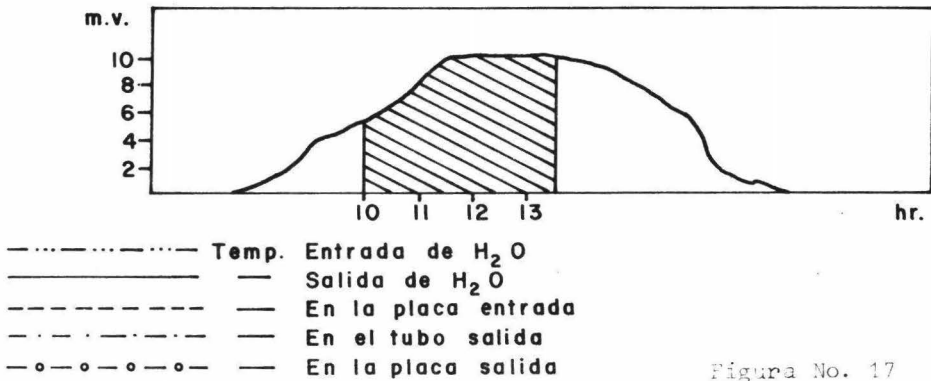
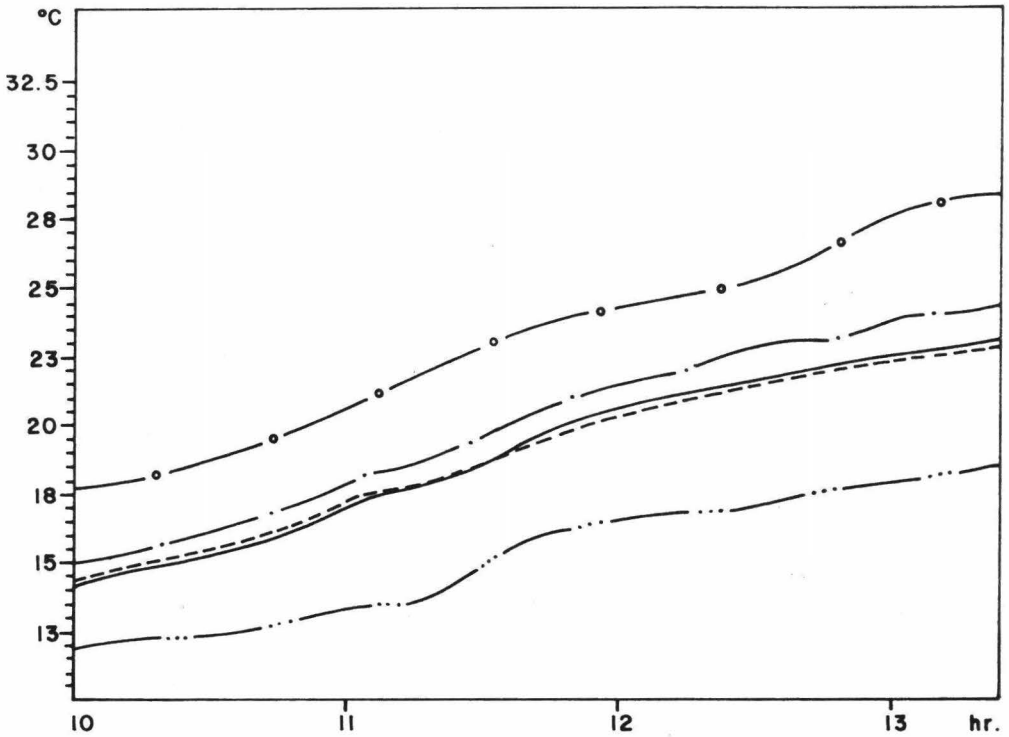


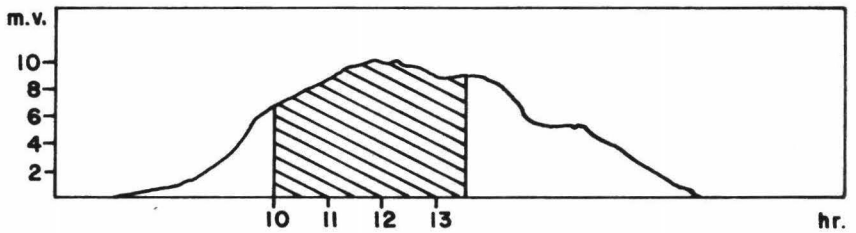
Figura No. 17

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

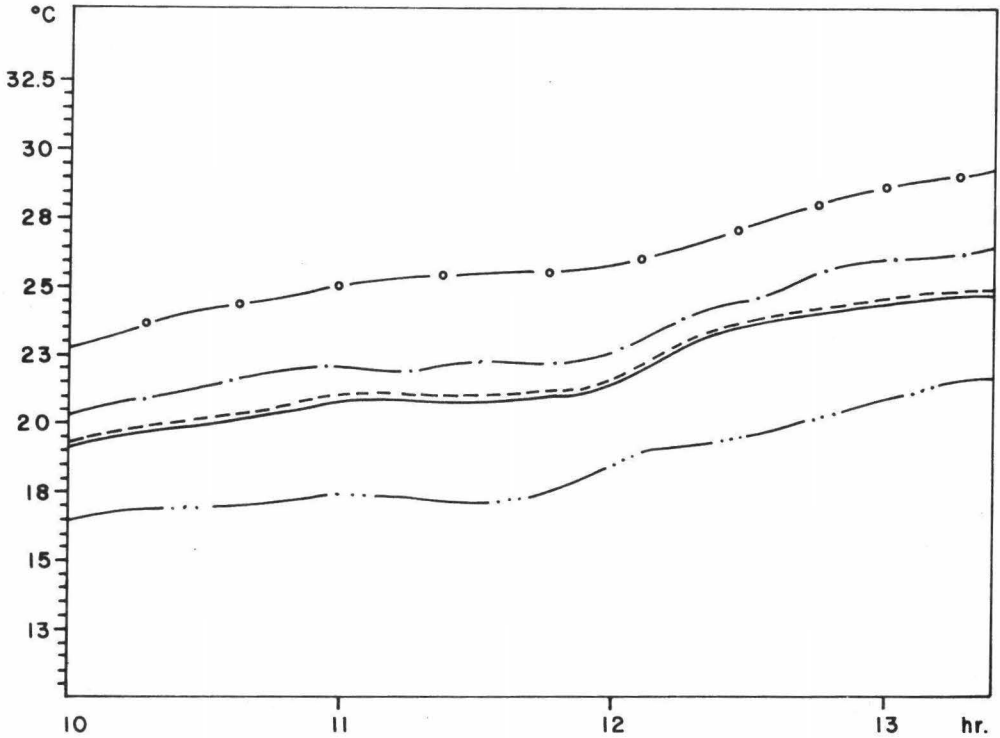


- ..... Temp. Entrada de H<sub>2</sub>O
- Salida de H<sub>2</sub>O
- En la placa entrada
- En el tubo salida
- o-o-o-o- En la placa salida

Figura No. 18

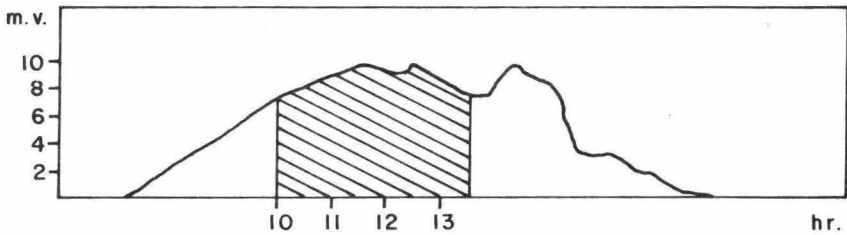
Febrero 27-1974

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

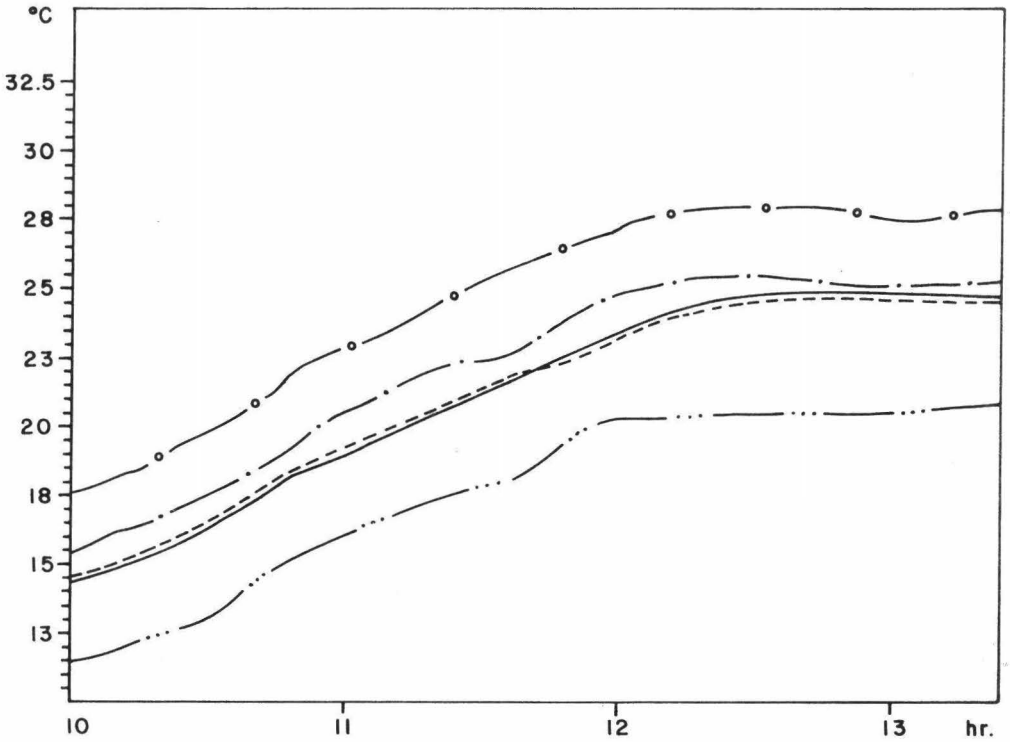


- ..... Temp. Entrada de H<sub>2</sub>O
- Salida de H<sub>2</sub>O
- En la placa entrada
- · - · - En el tubo salida
- o - o - En la placa salida

Figura No. 19

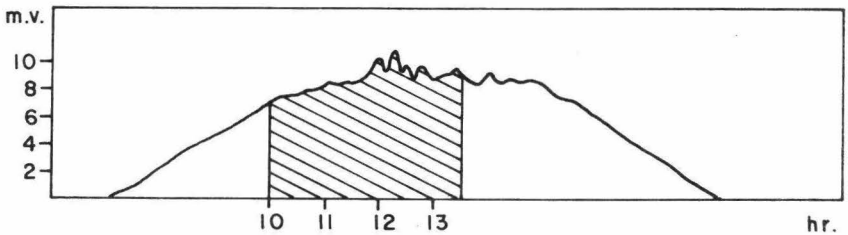
Febrero 28 - 1974

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)

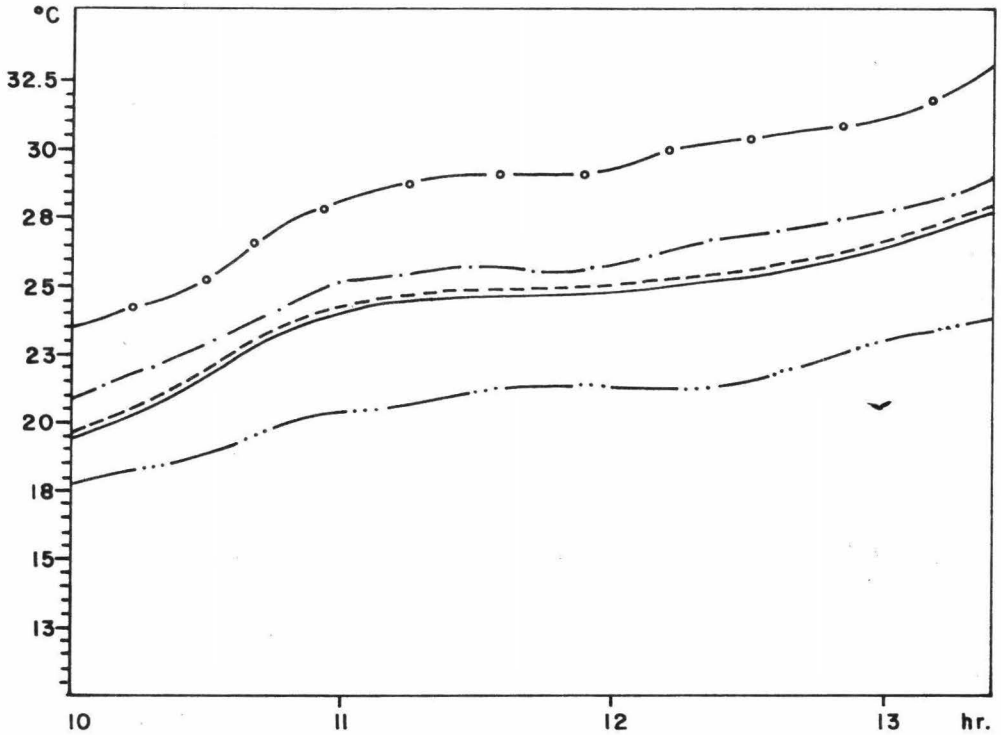


- ..... Temp. Entrada de H<sub>2</sub>O
- Salida de H<sub>2</sub>O
- En la placa entrada
- · - · - En el tubo salida
- - ○ - ○ - En la placa salida

Figura No. 20

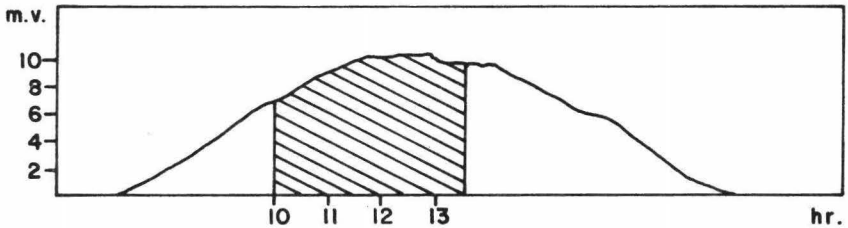
Marzo 4-1974

DETERMINACION DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO



RADIACION GLOBAL C.U.

(Lab. Radiación Solar Instituto Geofísica)



- ..... Temp. Entrada de H<sub>2</sub>O
- Salida de H<sub>2</sub>O
- En la placa entrada
- · - · - En el tubo salida
- o - o - En la placa salida

Figura No. 21

# CAPITULO V

## Cálculos

Se obtienen resultados del comportamiento del colector para tres días de experimentación.

Febrero 20

- Cálculo de la energía recibida sobre la primera hoja de vidrio (sin pérdidas)

$$A = 0.46 \text{ m}^2$$

$$H = 68 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{tabla 1})$$

$$\begin{aligned} H_T &= 68 \times 0.46 \times 10^4 = 312.80 \times 10^3 \text{ cal/hr} \\ &= 363.19 \text{ Watt} \end{aligned}$$

- Cálculo de la energía recibida por la placa

$$H = 68 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{Tabla 1})$$

$$H_2 = 21 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{Tabla 2})$$

$$H_1 = H - H_2 = 68 - 21 = 47 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr}$$

$$\alpha = 0.98 \quad (\text{Fig. 4})$$

$$\tau e_1 \alpha_1 = 0.8 \quad (\text{Fig. 3})$$

$$\tau e_2 \alpha_2 = 0.65 \quad (\text{Fig. 3})$$

$$A = 0.46 \text{ m}^2$$

Aplicando Ec. - 5

$$Q_a = (0.8 \times 47 + 0.65 \times 21) (0.46 \times 10^4)$$

$$Q_a = 235.75 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$Q_a = 273.73 \text{ Watt}$$



- Cálculo de las pérdidas por conducción

$$k = 31 \text{ cal}/(\text{m}^2) (\text{hr}) (^\circ\text{C}/\text{m}) \quad (\text{fibra de vidrio})$$

$$T = 26^\circ\text{C} \quad (\text{Fig. 14})$$

$$T_a = 20^\circ\text{C}$$

$$D = 0.15 \text{ m} \quad (\text{Fig. 7})$$

Aplicando Ec. - 7

$$q_c = \frac{31 \times (26-20) \times .46}{0.15}$$

$$q_c = 570.4 \text{ cal/hr}$$

$$q_c = 0.662 \text{ Watt}$$

- Cálculo de la energía útil

$$m = 60,000 \text{ g/hr}$$

$$C_p = 1 \text{ cal/g } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 3.6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{Fig. 14})$$

Aplicando Ec. - 8

$$q_u = 60,000 \times 1 \times 3.6$$

$$q_u = 216 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$q_u = 250.8 \text{ Watt}$$

- Cálculo de las pérdidas por convección y radiación a través de los vidrios.

Aplicando Ec. - 11

$$q_{cr} = 273.73 - 250.8 - 0.662$$

$$q_{cr} = 19.17 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$q_{cr} = 22.26 \text{ Watt}$$

- Cálculo de las pérdidas totales

Aplicando Ec. - 10

$$q_e = 273.73 - 250.8$$

$$q_e = 19.74 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$q_e = 22.93 \text{ Watt}$$

- Cálculo del coeficiente global de pérdidas de energía

Aplicando Ec. - 12

$$U_L = \frac{19.74 \times 10^3}{(26-20) \times 0.46}$$

$$U_L = 7.152 \times 10^3 \text{ cal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Febrero 25

- Cálculo de la energía recibida sobre la primera hoja de vidrio (sin pérdidas)

$$A = 0.46 \text{ m}^2$$

$$H = 66.66 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{tabla 1})$$

$$\begin{aligned} H_T &= 66.66 \times 0.46 \times 10^4 = 306.63 \times 10^3 \text{ cal/hr} \\ &= 356.03 \text{ Watt} \end{aligned}$$

- Cálculo de la energía recibida por la placa

$$H = 66.66 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{Tabla 1})$$

$$H_2 = 55.66 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{Tabla 2})$$

$$H_1 = H - H_2 = 66.66 - 55.66$$

$$H_1 = 47 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr}$$

$$\alpha = 0.98 \quad (\text{Fig. 4})$$

$$\tau_{e1}\alpha_1 = 0.8 \quad (\text{Fig. 3})$$

$$\tau_{e2}\alpha_2 = 0.65 \quad (\text{Fig. 3})$$

$$A = 0.46 \text{ m}^2$$

Aplicando Ec. - 5

$$Q_a = (0.8 \times 11 + 0.65 \times 55.66) (0.46 \times 10^4)$$

$$Q_a = 206.90 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$Q_a = 240.23 \text{ Watt}$$

- Cálculo de las pérdidas por conducción

$$k = 31 \text{ cal/(m}^2 \text{) (hr) (}^\circ\text{C/m)}$$

$$T = 25^\circ\text{C} \quad (\text{Fig. 17})$$

$$T_a = 18^\circ\text{C}$$

$$D = 0.15 \text{ m} \quad (\text{Fig. 7})$$

Aplicando Ec. - 7

$$Q_c = \frac{31 \times (25-18) \times .46}{0.15}$$

$$Q_c = 665.46 \text{ cal/hr}$$

$$Q_c = 0.772 \text{ Watt}$$

- Cálculo de la energía útil

$$\begin{aligned} m &= 60,000 \text{ g/hr} \\ C_p &= 1 \text{ cal/g } ^\circ\text{C} \\ \Delta t &= 3.2^\circ\text{C} \quad (\text{Fig. 17}) \end{aligned}$$

Aplicando Ec. - 8

$$\begin{aligned} Q_u &= 60,000 \times 1 \times 3.2 \\ Q_u &= 193.5 \times 10^3 \text{ cal/hr} \\ Q_u &= 224.67 \text{ Watt} \end{aligned}$$

- Cálculo de las pérdidas por convección y radiación a través de los vidrios.

Aplicando Ec. - 11

$$\begin{aligned} Q_{cr} &= 240.23 - 224.67 - .772 \\ Q_{cr} &= 12.73 \times 10^3 \text{ cal/hr} \\ Q_{cr} &= 14.78 \text{ Watt} \end{aligned}$$

- Cálculo de las pérdidas totales

Aplicando Ec. - 10

$$\begin{aligned} Q_e &= 240.23 - 224.67 \\ Q_e &= 13.40 \times 10^3 \text{ cal/hr} \\ Q_e &= 15.56 \text{ Watt} \end{aligned}$$

- Cálculo del coeficiente global de pérdidas de energía

Aplicando Ec. - 12

$$U_L = \frac{13.40 \times 10^3}{(25-18) \times 0.46}$$

$$U_L = 4.152 \times 10^3 \text{ cal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Febrero 27

- Cálculo de la energía recibida sobre la primera hoja de vidrio (sin pérdidas)

$$A = 0.46 \text{ m}^2$$

$$H = 72.33 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{Tabla 1})$$

$$\begin{aligned} H_T &= 72.33 \times 0.46 \times 10^4 = 332.72 \times 10^3 \text{ cal/hr} \\ &= 386.32 \text{ Watt} \end{aligned}$$

- Cálculo de la energía recibida por la placa.

$$H = 72.33 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{Tabla 1})$$

$$H_2 = 26.33 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} \quad (\text{Tabla 2})$$

$$H_1 = H - H_2 = 72.33 - 26.33$$

$$H_1 = 46 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr}$$

$$\alpha = 0.98 \quad (\text{Fig. 4})$$

$$\tau_{e1}\alpha_1 = 0.8 \quad (\text{Fig. 3})$$

$$\tau_{e2}\alpha_2 = 0.65 \quad (\text{Fig. 3})$$

Aplicando Ec. - 5

$$Q_a = (0.8 \times 46 + 0.65 \times 26.33) (0.46 \times 10^4)$$

$$Q_a = 248.0 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$Q_a = 287.95 \text{ Watt}$$

- Cálculo de las pérdidas por conducción

$$k = 31 \text{ cal}/(\text{m}^2) (\text{hr}) (^\circ\text{C}/\text{m})$$

$$T = 25^\circ\text{C} \quad (\text{Fig. 19})$$

$$T_a = 19$$

$$D = 0.15 \quad (\text{Fig. 7})$$

Aplicando Ec. - 7

$$q_c = \frac{31 \times (25-19) \times 0.46}{0.15}$$

$$q_c = 570.4 \text{ cal/hr}$$

$$q_c = 0.662 \text{ Watt}$$

- Cálculo de la energía útil

$$m = 60,000 \text{ g/hr}$$

$$C_p = 1 \text{ cal / g } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 3.3 \quad (\text{Fig. 19})$$

Aplicando Ec. - 8

$$q_u = 60,000 \times 1 \times 3.3$$

$$q_u = 198.0 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$q_u = 229.90 \text{ Watt}$$

- Cálculo de las pérdidas por convección y radiación a través de los vidrios.

Aplicando Ec. - 11

$$q_{cr} = 287.95 - 229.90 - 0.662$$

$$q_{cr} = 49.42 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$q_{cr} = 57.38 \text{ Watt}$$

- Cálculo de las pérdidas totales

Aplicando Ec. - 10

$$q_e = 287.95 - 229.90$$

$$q_e = 49.99 \times 10^3 \text{ cal/hr}$$

$$q_e = 58.05 \text{ Watt}$$

- Cálculo del coeficiente global de pérdidas de energía

Aplicando Ec. - 12

$$U_L = \frac{49.99 \times 10^3}{(25-19) \times 0.46}$$

$$U_L = 18.108 \times 10^3 \text{ cal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Cálculo de el factor de eficiencia de remoción de calor <sup>134</sup>  
FR para los días 20, 25 y 27 de febrero.

$$L = 0.085 \text{ m.}$$

$$d = 0.010925 \text{ m.}$$

$$d_o = 0.009525 \text{ m.}$$

$$K = 333.76 \text{ Kcal 1 (hr) (m}^2\text{) (}^\circ\text{C/m)}$$

$$h_c = 1104.97 \text{ Kcal 1 (hr) (m}^2\text{) (}^\circ\text{C)} \quad (\text{A temp. prom. } 22^\circ\text{C)}$$

$$t = 0.002108 \text{ m.}$$

$$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$Q = 60 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ /hr}$$

$$S = 0.00007125 \text{ m}^2$$

$$W = 60 \text{ Kg/hr}$$

$$G = 842105.26 \text{ Kg/hr m}^2$$

$$C_p = 1 \text{ Kcal /Kg } ^\circ\text{C}$$

Aplicando las Ecs. 14, 15 y 16 tenemos

Febrero 20

$$U_L = 7.152 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$F^1 = 0.977$$

$$F_R = 0.976$$

Febrero 25

$$U_L = 4.152 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$F^1 = 0.986$$

$$F_R = 0.985$$

Febrero 27

$$U_L = 18.108 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$F^1 = 0.945$$

$$F_R = 0.944$$



## Conclusiones

Dentro de la Captación Solar no se puede hablar de eficiencias de colección en relación de energía utilizada a energía recibida, ya que la energía que llega a la tierra es gratuita y como toda eficiencia esta ligada al factor económico, tendríamos una eficiencia infinita.

Es por ésto, que se tiene que desarrollar una expresión de eficiencia en la cual estén involucrados factores geométricos de construcción y propiedades del fluido utilizado.

En éste trabajo, primeramente se obtuvo el colector y posteriormente se analizó matemáticamente, obteniéndose resultados de "FR" (del orden de 94% al 97%).

Es por ésto, que este aparato como se puede apreciar no esta optimizado. Para la optimización de un colector plano, se necesitaría estudiar como afectan en el factor "FR" variables de diseño (espaciamiento de tubos, espesor de la placa, diámetro de tubos, etc.) y propiedades del fluido utilizado, confrontándolas con el factor económico para poder posteriormente desarrollar un aparato altamente eficiente a un costo atractivo.

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1	Referencia 1 Pag. 88
Figura 2	Referencia 6 Pag. 320
Figura 3	Referencia 1 Pag. 94
Figura 4	Referencia 1 Pag. 62
Figuras 5 - 10	Trabajo de tesis
Figura 11	Referencia 1 Pag. 97
Figuras 12 - 21	Trabajo de tesis

## Nomenclatura

- $C_p$  = Calor específico del fluido (Kcal /Kg °C)  
 $D$  = Espesor del aislante (m)  
 $d_o, d_i$  = Diámetro de la tubería interno-externo  
 $F_R$  = Factor de eficiencia de remoción de calor  
 $F'$  = Función adimensional de  $F_R$   
 $G$  = Masa velocidad (Kg/hr m<sup>2</sup>)  
 $H$  = Radiación solar global  
 $H_1$  = Radiación directa (cal/cm<sup>2</sup> hr)  
 $H_2$  = Radiación difusa (cal/cm<sup>2</sup> hr)  
 $h_c$  = Coeficiente de película tubo-fluido circulante (Kcal/hr m<sup>2</sup> °C)  
 $K$  = Conductividad térmica de la placa (Kcal/hr m<sup>2</sup> °C/m)  
 $k$  = Conductividad térmica del aislante (Kcal/hr m<sup>2</sup> °C/m)  
 $L$  = Distancia centro a centro entre los tubos (m)  
 $m$  = Masa del fluido (g)  
 $Q_u$  = Energía útil (Watt)  
 $Q_a$  = Energía absorbida (Watt)  
 $Q_e$  = Energía perdida hacia el exterior (Watt)  
 $Q_c$  = Energía perdida por conducción (Watt)  
 $Q_{c-r}$  = Energía perdida por convección-radiación (Watt)  
 $R$  = Factor de orientación  
 $T$  = Temperatura media de la placa (°C)  
 $T_b$  = Temperatura del armazón (°C)  
 $T_2$  = Temperatura salida de agua (°C)

$T_1$  = Temperatura entrada de agua ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_a$  = Temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t$  = Espesor de la placa (m)

$U_L$  = Coeficiente global de pérdidas de calor del colector  
( $\text{Kcal/hr m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### Letras Griegas

$\alpha$  = Coeficiente de absorción solar

$\theta_I$  = Angulo de incidencia de la radiación directa con respecto a la superficie inclinada.

$\theta_H$  = Angulo de incidencia de la radiación directa con respecto a la superficie horizontal

$\Psi$  = Angulo de inclinación del colector con respecto a la horizontal.

$\tau_e$  = Transmitancia efectiva de las cubiertas de vidrio.

$\tau_a$  = Transmitancia global correspondiendo solamente a pérdidas por absorción

$\tau$  = Transmitancia real del sistema de cubiertas de vidrio.

## Bibliografia

1. A.M. Zanem, D. Erway  
Introduction to the Utilization of Solar Energy  
Mc. Grow Hill 1963
2. Hottel H.C., B.B. Woertz  
The Performance of Flat-Plate Solar-Heat Collectors  
Trans. ASME February 1942
3. Bliss R.W.  
The Derivation of Several "Plate-Efficiency Factors"  
Useful in the Design of Flat-Plate Solar Energy Collectors.  
Technical Memo 59 - 6  
University of Arizona, Institute of Atmospheric Physics,  
1959
4. Hottel H.C., A. Whillier  
Evaluation of Flat-Plate Solar-Collector Performance.  
Trans. Conf. on the use of solar energy.  
The Scientific Basis, 2, part. 1 A, 74 (1955)
5. J.C. Pineau  
La circulation par thermosiphon dans l'insolateur d'un  
moteur solaire.  
Revue Générale de thermique.  
Juillet - Aout, 1968, Vol. VII No. 79-80
6. N. Robinson  
Solar Radiation  
Elsenier Publishing Company 1963

7. Anuario del Observatorio Astronómico Nacional  
Instituto de Astronomía  
UNAM 1974
  
8. Applications Thermiques de l'energie solaire dans  
le domaine de la recherche et de L'Industria  
Centre National de la Recherche Scientifique  
Paris 1961