



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

“CUAUTITLAN”

“LOS INTERCAMBIADORES SOLARES EN
LA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE
SANITARIA”.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO

PRESENTA:

MIGUEL ANGEL TORRES DELGADO.

ASESOR: I.Q. GILBERTO ATILANO AMAYA.

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

2006.



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).

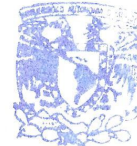
El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición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



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
 UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
 DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

FACULTAD DE ESTUDIOS
 SUPERIORES CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
 EXAMENES PROFESIONALES

DRA. SUEMI RODRIGUEZ ROMO
 DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
 P R E S E N T E

ATN: L. A. ARACELI HERRERA HERNANDEZ
 Jefe del Departamento de Exámenes
 Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos
 comunicar a usted que revisamos la Tesis :

Los Intercambiadores Solares en la Producción de Agua Caliente Sanitaria.

que presenta el pasante: Miguel Angel Torres Delgado
 con número de cuenta: 7807280-2 para obtener el título de :
 Ingeniero Químico.

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en
 el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E
 "POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 3 de Julio de 2006

PRESIDENTE	IQ. Fernando Orozco Ferreyra.	
VOCAL	IQ. Ariel Bautista Salgado.	
SECRETARIO	IQ. Gilberto Atilano Amaya Ventura	
PRIMER SUPLENTE	Dr. Ricardo Paramot Hernández García	
SEGUNDO SUPLENTE	IQI. Celina Elena Urrutia Vargas.	

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, por heredarme desde siempre el tesoro más valioso que puede dársele a un hijo: Amor. Quienes sin escatimar esfuerzo alguno han sacrificado gran parte de su vida para formarme y educarme. A quienes la ilusión de su existencia ha sido convertirme en una persona de provecho. A quienes nunca podré pagar todos sus desvelos, ni aún con las riquezas más grandes del mundo. Por brindarme su apoyo y comprensión incondicionalmente:

Gracias mama y papa.

Agradezco también a todos los profesores que contribuyeron en mi formación, no solo profesional sino también personal.

INDICE

	PAG.
INTRODUCCIÓN	1
1 NATURALEZA DE LA ENERGÍA SOLAR	
1.1 NATURALEZA DE LA RADIACIÓN SOLAR.	3
1.2 RADIACIÓN SOLAR DE LA SUPERFICIE TERRESTRE.	4
1.3 EQUINOCCIOS Y SOLSTICIOS EN EL AÑO.	6
2 RELACIONES GEOMÉTRICAS PARA LA RADIACIÓN SOLAR.	
2.1 ÁNGULOS SOLARES.	7
2.1 COORDENADAS ECUATORIALES.	7
2.3 COORDENADAS SOLARES.	8
2.4 COORDENADAS HORARIAS.	10
2.5 RADIACIÓN DIRECTA SOBRE UNA SUPERFICIE INCLINADA.	12
3 ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR.	
3.1 INSTRUMENTOS PARA MEDIR LA RADIACIÓN SOLAR.	19
3.2 CORRELACIONES PARA ESTIMAR LA RADIACIÓN MENSUAL SOLAR.	20
3.3 RADIACIÓN GLOBAL PROMEDIO EN LA REPÚBLICA MEXICANA.	30
3.4 CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOBRE UN COLECTOR PLANO.	43
4 CAPTACIÓN TÉRMICA DE LA ENERGÍA SOLAR.	
4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.	46
4.2 EFECTO INVERNADERO.	46
4.3 EL CAPTADOR SOLAR PLANO.	46
4.4 FUNCIONAMIENTO.	47
5 INSTALACIONES Y EQUIPOS SOLARES DOMÉSTICOS (ESD).	
5.1 PARTES FUNDAMENTALES DE UN EQUIPO SOLAR DOMÉSTICO.	49
5.2 TIPOLOGÍA Y CLASIFICACIÓN.	50
5.2.1 PRINCIPIO DE CIRCULACIÓN.	50
5.2.2 SISTEMA DE INTERCAMBIO.	52
5.2.3 SISTEMA DE EXPANSIÓN.	55
5.2.4 FORMA DE ACOPLAMIENTO DE LOS COMPONENTES.	56
5.2.5 DISPOSICIÓN DE LOS COMPONENTES.	56
5.2.6 SISTEMA DE ENERGÍA AUXILIAR.	58
5.2.6.1 SISTEMA AUXILIAR EN LÍNEA O INSTANTÁNEO.	58
5.2.6.2 SISTEMA AUXILIAR DE ACUMULADOR SECUNDARIO.	58
5.3 MONTAJE DE UN EQUIPO SOLAR DOMÉSTICO (ESD) POR TERMOSIFÓN.	59
5.4 MONTAJE DE UN EQUIPO SOLAR DOMÉSTICO (ESD) POR CIRCULACIÓN FORZADA.	62
5.5 ACOPLAMIENTO DE PANELES.	63
6.5.1 CONEXIONES EN PARALELO.	63
6.5.2 CONEXIONES EN SERIE.	64
5.6 AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS) EN EDIFICIOS DE DEPARTAMENTOS.	64
6 DISEÑO DE COLECTORES PLANOS.	
6.1 PARÁMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO.	67
6.2 BALANCE DE ENERGÍA.	68
6.3 PÉRDIDAS DE CALOR.	69
6.4 CALOR ÚTIL.	76

7 ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA.	
7.1 SISTEMAS PASIVOS.	87
7.2 SISTEMAS ACTIVOS	88
7.3 TEMPERATURA DE CONSUMO.	89
7.4 CONSUMO DE AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS).	90
8 CÁLCULO DE UN COLECTOR PARA AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS).	
8.1 ESPECIFICACIONES Y USO DEL COLECTOR A DISEÑAR.	91
CONCLUSIONES.	96
BIBLIOGRAFÍA.	97
INFOGRAFÍA.	100

INTRODUCCIÓN

La crisis energética mundial ha llevado a los países a buscar nuevas fuentes de energía que satisfagan sus necesidades, que generen un ahorro y de paso que no dañen el medio ambiente. Ha quedado comprobado que las centrales nucleoelectricas son de gran peligro y cuidado. Los últimos accidentes nucleares y la carestía en los energéticos han llevado a explorar nuevas formas de aprovechamiento de energía. Una de ellas es la energía solar, que es prácticamente inagotable y tiene la ventaja de ser una forma de energía limpia. Es decir, no contamina el medio ambiente.

El uso de la energía solar en edificios y casas ha sido de gran utilidad en la calefacción, iluminación y abastecimiento de agua caliente sanitaria (ACS). Esto ha representado un ahorro en el consumo de energéticos a nivel doméstico en los países europeos y los Estados Unidos. El uso de colectores solares ha sido muy práctico en la generación de agua caliente sanitaria.

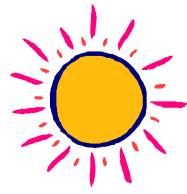
Desde el punto de vista técnico, los colectores solares transforman la energía solar en otro tipo de energía útil. Difiere de un intercambiador de calor convencional debido a que la transferencia térmica se hace desde una fuente energética (Sol) a un fluido; y en el convencional se realizan intercambios térmicos entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica. La gama de longitudes de onda que se aprovecha en los colectores, es del orden de 0.3 a 3 micrómetros. Por ello el análisis de los colectores solares implica problemas particulares de flujos de energía, bajos y variables, y una gran importancia de los fenómenos de radiación. A pesar de ello y debido al uso que tienen en la calefacción, aire acondicionado y agua caliente de casas y edificios, los colectores solares son de gran interés e importancia. Esto es debido prácticamente al nulo mantenimiento que necesitan estos equipos, y a las temperaturas de operación de los mismos, que dicho sea de paso oscilan entre los 40 °C y los 130 °C, dependiendo del diseño, uso y arquitectura del colector. Cabe mencionar que si se va a diseñar un equipo para ACS basta tener un colector que opere entre 50 °C y 70 °C, y no convendría sobrediseñarlo a una temperatura mayor.

Los costos de un colector plano dependen de su arquitectura, de su vida media, de su rendimiento y de los costos propios de fabricación.

El presente trabajo establece las bases de diseño de un intercambiador solar y el cálculo del mismo, en donde se aplican aquellos modelos matemáticos que estudiados y propuestos por otros autores dan buenos resultados. Es difícil demostrar en esta tesis todos los modelos matemáticos propuestos, pero donde haga falta alguna justificación o comentario se hará.

En la presente tesis el capítulo 1 trata la radiación solar y el movimiento relativo de la tierra; el 2 revisa las relaciones geométricas para la radiación solar; el 3 estudia las radiaciones mensuales promedio en la República Mexicana; el 4 discute el efecto invernadero; en el 5 se describen las instalaciones de equipos solares domésticos (ESD); el capítulo 6 analiza el diseño termodinámico de un intercambiador solar; en el capítulo 7 hay una propuesta del almacenamiento de energía usando agua sanitaria para el consumo doméstico; y

en el capítulo 8 se hace un cálculo del diseño de un colector solar para Agua Caliente Sanitaria (ACS).



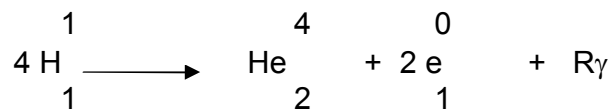
1. NATURALEZA DE LA ENERGÍA SOLAR.

1 NATURALEZA DE LA ENERGÍA SOLAR.

1.1 NATURALEZA DE LA RADIACIÓN SOLAR.

EL sol es una estrella que tiene una masa aproximada de unas 334 000 veces mayor que la de la tierra. Forma el 99% de la masa de nuestro sistema solar y es el abastecedor de energía de nuestro planeta. Es una esfera de materia gaseosa inmensamente caliente, tiene un diámetro de 1.39 millones de kilómetros, y en promedio se encuentra a una distancia media de la tierra de 150 millones de kilómetros. Aunque en el movimiento de traslación de nuestro planeta se identifica un perihelio y un afelio; la órbita elíptica que describe la tierra alrededor del sol es prácticamente circular.

La estructura del sol es compleja. Se calcula que la temperatura en el núcleo central es de 8 a 40 millones de grados Kelvin con densidad de 80 a 100 veces la del agua. El sol se compone principalmente de hidrógeno (90%) y helio (7%), los elementos primogénicos de la materia. En su núcleo ocurren fusiones nucleares en el que el hidrógeno se transforma en helio; por este proceso, el 0.73% de la materia se convierte en energía, que se manifiesta en forma de rayos gama:

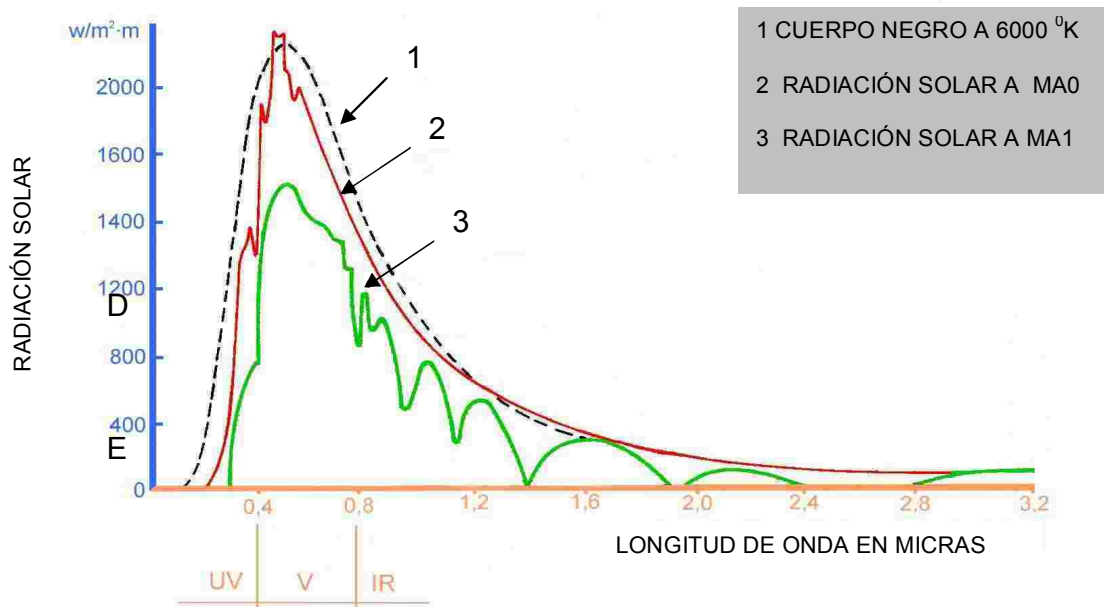


Lo cierto es que ahí se genera casi el 90% de la energía solar. En esta región central comprendida entre 0 y 0.23R (R es el radio solar = 7×10^8 m), está contenida el 40% de la masa del sol. A una distancia de 0.7R la temperatura disminuye hasta $130\,000 \text{ }^\circ\text{K}$ donde la densidad es de 0.7 gr/cm^3 . En la región comprendida entre 0.7R y R conocida como zona convectiva, la temperatura baja hasta $5000 \text{ }^\circ\text{K}$ con densidad de 10^{-8} gr/cm^3 . Esta capa bien definida de 300 km de espesor aproximadamente, que envuelve a la zona convectiva, se conoce como fotosfera, y es la región donde se origina la mayor parte de la radiación solar que se recibe.

Después de la fotosfera se encuentra una atmósfera solar mas o menos transparente que puede observarse durante los eclipses de sol. En esta región se encuentra la capa de gases fríos llamada capa inversora. Después se encuentra la cromosfera de aproximadamente 10 000 km de espesor. Aquí los gases se encuentran a una temperatura mayor. Por último envolviendo a todos se encuentra la corona de bajísima densidad y alta temperatura. Su espesor es de un millón de kilómetros.

La energía solar emitida al espacio no es sino radiación electromagnética, capaz de desplazarse en ausencia de materia, en el vacío. Y

llega perpendicularmente a la superficie exterior de la atmósfera con una intensidad media de 1353 w/m^2 . Es lo que se define como la **intensidad constante solar (Ics)**, poco variable estacionalmente. Es menester que para efectos de ingeniería se considere al sol como un cuerpo negro a una temperatura efectiva de $5762 \text{ }^\circ\text{K}$.



L

FIG 1. DISTRIBUCIÓN ESPECTRAL DE LA RADIACIÓN SOLAR.

1.2 RADIACION SOLAR SOBRE LA SUPERFICIE TERRESTRE

La radiación solar que llega a la atmósfera, no toda penetra hasta la superficie terrestre. Existen varios factores que la disminuyen hasta 1000 y 900 w/m^2 . Las nubes, el polvo, el vapor de agua, contaminación, aerosoles, dióxido de carbono, oxígeno y otros gases absorben una proporción de la energía solar. No hay que dejar de lado que también una parte de la radiación solar es reflejada hacia el exterior. Así, de esos 900 w/m^2 , sólo el 3% es radiación ultravioleta, el 57% visible, y el 40% restante, infrarrojo.

La radiación final depende de la composición de la atmósfera y de la longitud del camino recorrido por los rayos solares a través de la atmósfera. Por lo anterior se definirá el concepto de "masa de aire" como la longitud de la trayectoria a través de la atmósfera que sigue la radiación (MA). La cantidad de masa gaseosa que atraviesa la radiación solar hasta llegar al suelo en donde la presión (P_0) es de 1 bar corresponde a la trayectoria (MA); la menor trayectoria posible es (MA_1). En el límite de la atmósfera será evidentemente cero (MA_0). La longitud recorrida por los rayos aumenta cuando disminuye la altura del sol y decrece en

cuando la presión es menor. A nivel del mar y cuando el sol se encuentra en el cenit la altura solar es de 90° se tiene una masa unitaria, porque MA sería igual al inverso del sen de la altura solar (ALT). Siendo la presión barométrica del lugar, P, y la presión a nivel del mar P_0 , MA podría ser calculada mediante la siguiente ecuación:

$$MA = (P/P_0) (1/\text{sen ALT}) \quad \text{Ec. 1.}$$

Esta ecuación basta para aproximaciones, presenta un ligero error a alturas solares bajo los 5° , debido a la curvatura de la atmósfera.

Cuando los rayos solares cruzan la atmósfera, su espectro se modifica no sólo porque la capa de ozono absorbe la mayoría de la radiación ultravioleta, sino porque, además, las moléculas de aire –especialmente, oxígeno y nitrógeno– difunden la región visible de onda corta cuyo tono característico perceptible por el ojo humano es el azul. El fenómeno se conoce como *difusión de Rayleigh* y es el motivo por el que se ve el cielo de ese color. El matiz rojizo en las salidas y puestas de sol y luna se debe a que, al ser el recorrido mayor, la luz pierde casi todo su azul. Tal cantidad de masa de aire causa, además, el efecto óptico de agrandamiento de los astros.

En la figura 1 se aprecia la intensidad de la radiación solar a diferentes masas de aire.

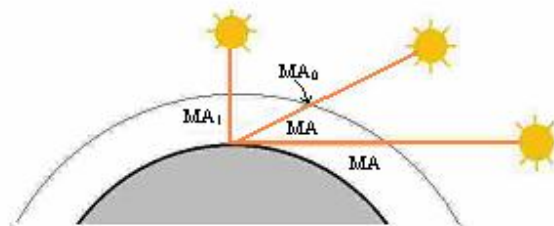


FIG 2. DIFERENTES DISTANCIAS RECORRIDAS POR LOS RAYOS SOLARES.

1.3 EQUINOCCIOS Y SOLSTICIOS EN EL AÑO.

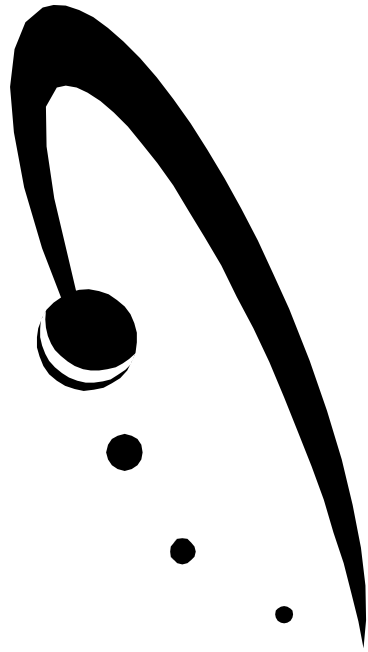
Nuestro planeta describe una órbita elíptica poco acusada en su traslación alrededor de su estrella, e invierte unos 365 días en completar un ciclo correspondiente a un año. Esta trayectoria es la denominada *eclíptica*, que se eleva sobre el horizonte terrestre, y está comprendida en el plano homónimo común al sol y a la tierra.

Además, el mundo, idealizado como una esfera, gira en torno a una recta que lo atravesaría de norte a sur por su centro. Prescindiendo de sus movimientos giroscópicos de precisión (anticipación de los equinoccios a una velocidad de $50.25''$ al año debido al cambio de orientación) y de nutación (oscilación de los polos $9.2''$ al año por la atracción lunar), se puede afirmar que este eje rotacional se mantiene constantemente inclinado $23^{\circ} 27'$ respecto del plano eclíptico, pues apunta a la lejana estrella polar. Consecuentemente, el plano ecuatorial, al ser perpendicular al eje por su centro, conserva idéntica amplitud.

La traslación circunsolar y la rotación inclinada, y no la mayor o menor cercanía al foco ardiente, dan lugar a las estaciones, pues los rayos solares, prácticamente paralelos cuando llegan a la tierra, inciden con distinta inclinación sobre un plano (que llamamos *horizontal*) tangente a la superficie por cada punto del planeta, dependiendo de la fecha. Ello hace posible que el sol aparezca más alto en el verano austral y más bajo en el invierno boreal, y a la inversa, o que en los veranos polares no se ponga, pero no salga durante el invierno. En definitiva, el desplazamiento espacial del orbe aparenta ser, desde el punto de vista topocéntrico, el de su principal fuente radiante. Las leyes mecánicas que lo rigen quedan expresadas en grados sexagesimales gracias a la trigonometría esférica, cuyas variables, medidas desde el centro de la esfera terrestre, se hacen coincidir con el de la celeste, son tres: la latitud, la declinación y el ángulo horario de cada momento.



FIG 3. SOLSTICIOS Y EQUINOCCIOS DURANTE EL AÑO.



2. RELACIONES GEOMÉTRICAS PARA LA RADIACIÓN SOLAR.

2 RELACIONES GEOMÉTRICAS PARA LA RADIACIÓN SOLAR.

2.1 ÁNGULOS SOLARES.

Cada día el sol, para un observador situado en la tierra, sigue una trayectoria circular a través del firmamento, alcanzando su punto más alto al mediodía. Además esta trayectoria circular aparente se mueve a puntos más altos en el firmamento a medida que el invierno transcurre y llega el verano como se observa en la figura 4. También se observa que el amanecer acontece más temprano, y el atardecer más tarde durante el verano.

Obviamente la posición del sol en la bóveda celeste depende del lugar en donde se encuentra el observador. Así, al mediodía del 21 de marzo y del 23 de septiembre (equinoccios de primavera y otoño) el sol se encuentra directamente sobre el ecuador.

Dado que los movimientos de la tierra y el sol son relativos entre sí, se considerará para todas las relaciones geométricas, que la tierra está fija en el espacio, que el sol describe un movimiento virtual alrededor de ésta, y que el origen del sistema de coordenadas se localiza en el lugar de interés situado en la tierra. Por lo tanto, el sol está restringido a moverse con dos grados de libertad en la esfera celeste. Su posición en el firmamento queda descrita mediante las variables angulares: altura solar (α ó ALT) y el azimut solar (γ ó AZI) . La primera de estas variables define el ángulo que la visual al sol forma con el horizonte, en tanto que la segunda define la desviación que tienen los rayos del sol con respecto al sur verdadero. (En este caso el azimut se mide con respecto al sur y no con respecto al norte como es usual.) El cálculo de estas variables depende de la latitud del lugar (ϕ ó LAT), de la declinación (δ ó DEC) y del ángulo horario (ω ó HOR).

2.2 COORDENADAS ECUATORIALES.

Latitud (ϕ ó LAT): Es el arco del meridiano que se extiende desde el ecuador hasta el paralelo local, con lo que aumenta de 0 a 90°. Como aparece en cualquier mapa, es fácil conocerlo directamente por la situación geográfica de un lugar. Por convención, se toman valores positivos para el hemisferio norte y negativos para el sur:

$$\boxed{\text{LAT}_{\text{S}^-}^{\text{N}^+}}$$

Declinación Solar (δ ó DEC): Define la posición angular del sol al mediodía solar, es decir, en el momento en que el sol está más alto en el firmamento con respecto al plano del ecuador. La declinación es un índice de alejamiento que experimenta el sol hacia el norte o hacia el sur del ecuador. Este parámetro que depende del día del año, puede calcularse con la expresión:

$$DEC = 23.45 \cdot \text{sen} \left[\frac{360}{365} \cdot (\text{DÍA} + 284) \right]$$

Ec. 2.

$$\delta = 23.45 \cdot \text{sen} \left[\frac{360}{365} \cdot (n + 284) \right]$$

Donde n es el día del año.

Ángulo Horario (ω ó HOR): Representa el arco orbital instantáneo del sol respecto del mediodía local (su localización a las 12:00 hora solar local, cuando se encuentra en el cenit). Como a lo largo del día recorre los 360° de la esfera celeste, corresponden 15° por cada hora transcurrida. El criterio internacional más extendido toma signo positivo para la mañana y negativo para la tarde. Así, $\omega = +30$ a la 10:00, y $\omega = -15$ a las 13:00 Hrs.

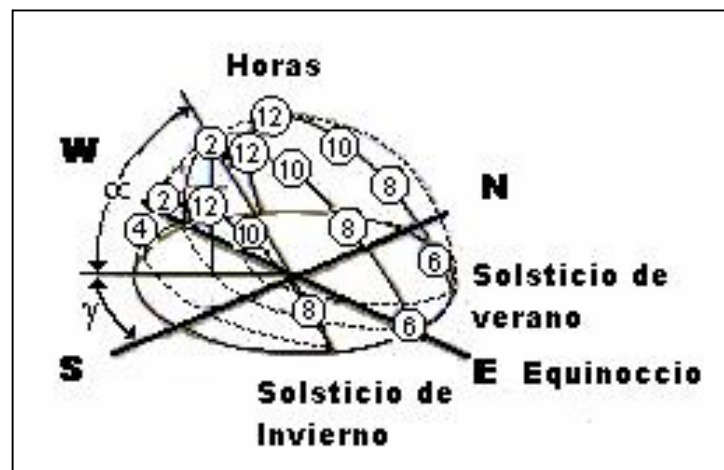


FIG. 4 MOVIMIENTO APARENTE DEL SOL.

2.3 COORDENADAS SOLARES.

Altura Solar (α ó ALT): Comienza en cero grados al amanecer, culmina al medio día con el valor de $90^\circ - \phi + \delta$ y termina en 0° al atardecer.

DECLINACIÓN SOLAR DIARIA

DIA	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
01	-23°05'	-17°24'	-07°37'	04°30'	15°03'	22°02'	23°07'	18°19'	08°19'	-03°09'	-14°24'	-21°47'
02	-23°00'	-17°07'	-07°14'	04°54'	15°21'	22°10'	23°03'	17°47'	07°57'	-03°32'	-14°43'	-21°56'
03	-22°55'	-16°50'	-06°51'	05°17'	15°39'	22°18'	22°58'	17°32'	07°35'	-03°55'	-15°02'	-22°05'
04	-22°49'	-16°33'	-06°28'	05°40'	15°56'	22°25'	22°53'	17°16'	07°13'	-04°19'	-15°21'	-22°14'
05	-22°43'	-16°15'	-06°05'	06°02'	16°14'	22°32'	22°48'	17°00'	06°51'	-04°42'	-15°39'	-22°21'
06	-22°37'	-15°57'	-05°42'	06°25'	16°31'	22°39'	22°42'	16°44'	06°29'	-05°05'	-15°57'	-22°29'
07	-22°30'	-15°38'	-05°19'	06°48'	16°47'	22°45'	22°36'	16°27'	06°06'	-05°28'	-16°15'	-22°36'
08	-22°23'	-15°20'	-04°55'	07°10'	17°04'	22°50'	22°29'	16°10'	05°44'	-05°51'	-16°33'	-22°42'
09	-22°15'	-15°01'	-04°32'	07°33'	17°20'	22°55'	22°22'	15°53'	05°21'	-06°14'	-16°50'	-22°49'
10	-22°07'	-14°42'	-04°08'	07°55'	17°36'	23°00'	22°15'	15°36'	04°59'	-06°36'	-17°07'	-22°54'
11	-21°58'	-14°22'	-03°45'	08°17'	17°51'	23°05'	22°07'	15°18'	04°36'	-06°59'	-17°24'	-22°59'
12	-21°49'	-14°03'	-03°21'	08°39'	18°07'	23°06'	21°59'	15°00'	04°13'	-07°22'	-17°40'	-23°04'
13	-21°39'	-13°43'	-02°58'	09°01'	18°22'	23°12'	21°51'	14°42'	03°50'	-07°44'	-17°56'	-23°09'
14	-21°29'	-13°23'	-02°34'	09°22'	18°36'	23°16'	21°42'	14°24'	03°27'	-08°07'	-18°12'	-23°12'
15	-21°19'	-13°03'	-02°10'	09°44'	18°51'	23°18'	21°32'	14°05'	03°04'	-08°29'	-18°28'	-23°16'
16	-21°08'	-12°42'	-01°47'	10°05'	19°05'	23°21'	21°23'	13°46'	02°41'	-08°51'	-18°43'	-23°19'
17	-20°57'	-12°22'	-01°23'	10°27'	19°18'	23°23'	21°13'	13°27'	02°18'	-09°13'	-18°58'	-23°21'
18	-20°45'	-12°01'	-00°59'	10°48'	19°32'	23°24'	21°03'	13°08'	01°54'	-09°35'	-19°12'	-23°23'
19	-20°33'	-11°40'	-00°35'	11°08'	19°45'	23°25'	20°52'	12°48'	01°31'	-09°57'	-19°26'	-23°25'
20	-20°21'	-11°18'	-00°12'	11°29'	19°58'	23°26'	20°41'	12°29'	01°08'	-10°18'	-19°40'	-23°26'
21	-20°08'	-10°57'	00°12'	11°50'	20°10'	23°26'	20°29'	12°09'	00°45'	-10°40'	-19°54'	-23°26'
22	-19°55'	-10°35'	-00°35'	12°10'	20°22'	23°26'	20°18'	11°49'	00°21'	-11°01'	-20°07'	-23°26'
23	-19°42'	-10°13'	00°59'	12°30'	20°34'	23°26'	23°06'	11°29'	-00°02'	-11°22'	-20°19'	-23°26'
24	-19°28'	-09°52'	01°23'	12°50'	20°45'	23°25'	19°53'	11°00'	-00°26'	-11°43'	-20°32'	-23°25'
25	-19°13'	-09°29'	01°47'	13°10'	20°56'	23°24'	19°41'	10°48'	-00°49'	-12°04'	-20°44'	-23°24'
26	-18°59'	-09°07'	02°10'	13°29'	21°07'	23°22'	19°27'	10°27'	-01°12'	-12°25'	-20°55'	-23°22'
27	-18°44'	-08°45'	02°34'	13°48'	21°17'	23°20'	19°14'	10°06'	-01°36'	-12°45'	-21°07'	-23°20'
28	-18°29'	-08°22'	02°58'	14°07'	21°27'	23°17'	19°00'	09°45'	-01°59'	-13°05'	-21°17'	-23°17'
29	-18°13'	-08°00'	03°21'	14°26'	21°36'	23°14'	18°46'	09°24'	-02°22'	-13°25'	-21°28'	-23°14'
30	-17°57'		03°45'	14°45'	21°45'	23°11'	18°32'	09°02'	-02°46'	-13°45'	-21°38'	-23°10'
31	-17°41'		04°08'		21°54'		18°17'	08°41'		-14°05'		-23°06'

TABLA I. ÁNGULOS DE LA DECLINACIÓN DIARIA DEL SOL

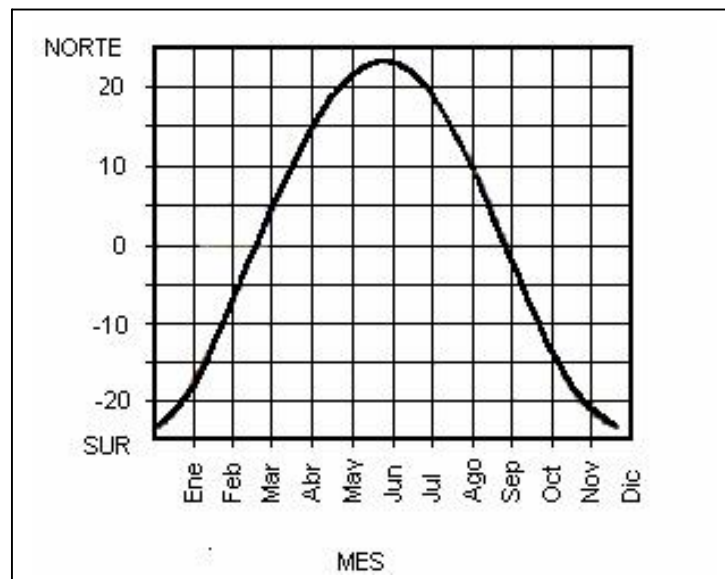


FIG 5. VARIACIÓN DE LA DECLINACIÓN SOLAR EN EL AÑO

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

Ec. 3.

$$\text{sen } \text{ALT} = (\text{sen } \text{LAT} \cdot \text{sen } \text{DEC} + \text{cos } \text{LAT} \cdot \text{cos } \text{DEC} \cdot \text{cos } \text{HOR})$$

Azimut Solar (γ ó AZI):) marca como origen el mediodía, cuando $\omega = \text{HOR} = 0^\circ$, a las 12:00 hora solar. Existen varias ecuaciones para su cálculo, pero hay que elegir una que discrimine un ángulo mayor que 90° . Aun así, para la integración en programas informáticos sencillos es necesario aplicar el criterio de signos en relación con los del ángulo horario (positivo al levante y negativo al poniente):

$$\text{sen } \gamma = \left(\frac{\text{cos } \delta \cdot \text{sen } \omega}{\text{cos } \alpha} \right)$$

Ec. 4.

$$\text{sen } \text{AZI} = \left(\frac{\text{cos } \text{DEC} \cdot \text{sen } \text{HOR}}{\text{cos } \text{ALT}} \right)$$

2.4 COORDENADAS HORARIAS.

Es muy útil para el estudio de la insolación determinar las horas de salida y de puesta de sol por el horizonte, o la duración del día que media entre ambas, pues supondrán un registro básico de deducciones. Su cómputo es independiente de que se utilice la hora solar o la hora oficial. Así, los ángulos horarios del orto y del ocaso sobre un plano horizontal (HOR_{orto} ó ω_s y HOR_{ocaso}) para el máximo número de horas de asoleamiento diario, se obtiene considerando todas las horas desde el orto hasta el ocaso.

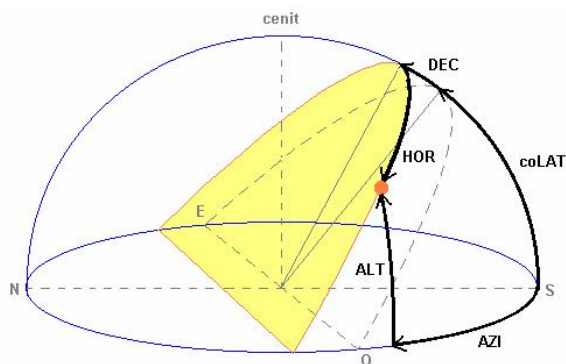


FIG 6. COORDENADAS ECUATORIALES, SOLARES Y HORARIAS.

$$\cos \omega_s = \cos HOR_{orto} = \cos HOR_{ocaso} = (-\tan LAT \cdot \tan DEC)$$

Ec. 5.

$$\cos \omega_s = \cos HOR_{orto} = \cos HOR_{ocaso} = (-\tan \phi \cdot \tan \delta)$$

O bien,

$$HTS = 2 \frac{HOR_{otto}}{15}$$

Ec. 6.
En Horas

$$T_d = 2 \frac{\omega_s}{15}$$

Donde HTS y T_d son el número de horas de asoleamiento diario.

Por lo tanto,

$$HTS = 2 \frac{\arccos(-\tan LAT \cdot \tan DEC)}{15}$$

Ec. 7.

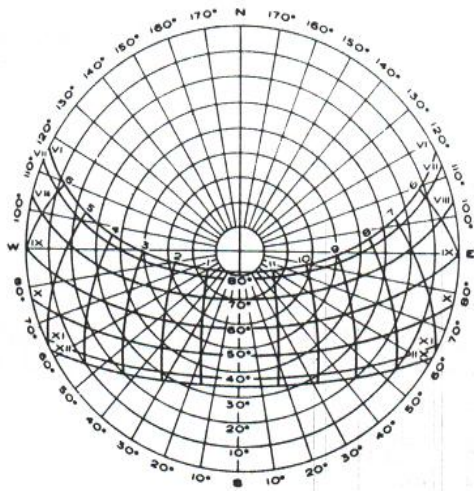
$$T_d = 2 \frac{\arccos(-\tan \phi \cdot \tan \delta)}{15}$$

Las expresiones anteriores pueden representarse gráficamente (cartas estereográficas) con una aproximación satisfactoria en el diseño. Las figuras 5 y 6 presentan estas gráficas para las latitudes de la República Mexicana 24° , 28° , 32° y 36° de latitud norte. El horizonte aparece en las figuras como un círculo con el observador en el centro. Los círculos concéntricos igualmente espaciados representan la altitud solar α a intervalos de 10° , mientras que las líneas radiales representan el acimut γ en los mismos intervalos. Las curvas elípticas horizontales representan la trayectoria del sol el día 21 de cada mes, estando representado éste con un número romano. Las curvas verticales, indican las horas del día (tiempo solar) con números arábigos.

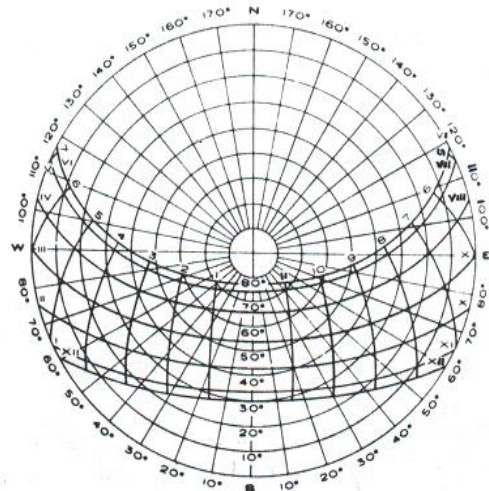
Así, por ejemplo si se quiere determinar gráficamente la posición del sol el 21 de mayo a las 10:00 hrs (tiempo solar) en un lugar en el que la latitud es de 24° N, se obtiene de la figura 8 que $\alpha=62^\circ$ y $\gamma=90^\circ$ E.

2.5 RADIACIÓN DIRECTA SOBRE UNA SUPERFICIE INCLINADA.

Hasta el momento sólo se han considerado las relaciones geométricas para una superficie horizontal. Sin embargo, el calentador para ACS se encontrará inclinado y orientado preferentemente hacia el Sur. Así que se considerará ahora una superficie inclinada como se muestra en la figura 9.

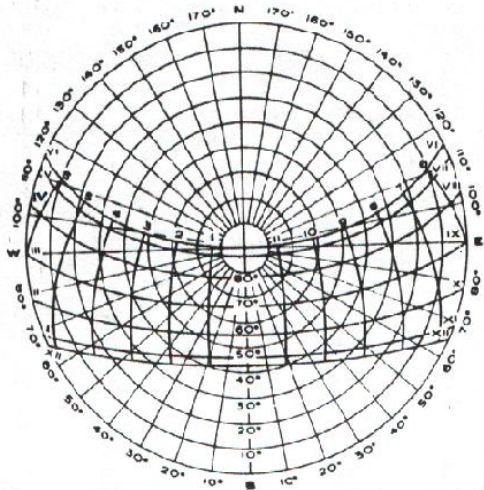


Latitud 32°N

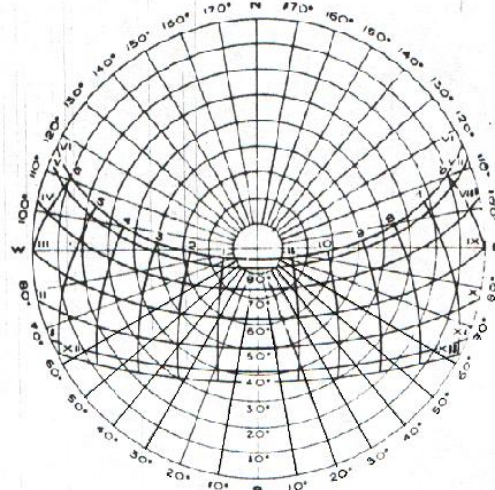


Latitud 36°N

FIG 7. Posición del Sol en el caso de latitudes de 32°N y 36°N.



Latitud 24°N



Latitud 28°N

FIG 8 Posición del Sol en el caso de latitudes de 24°N y 28°N.

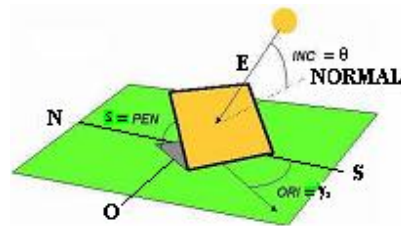
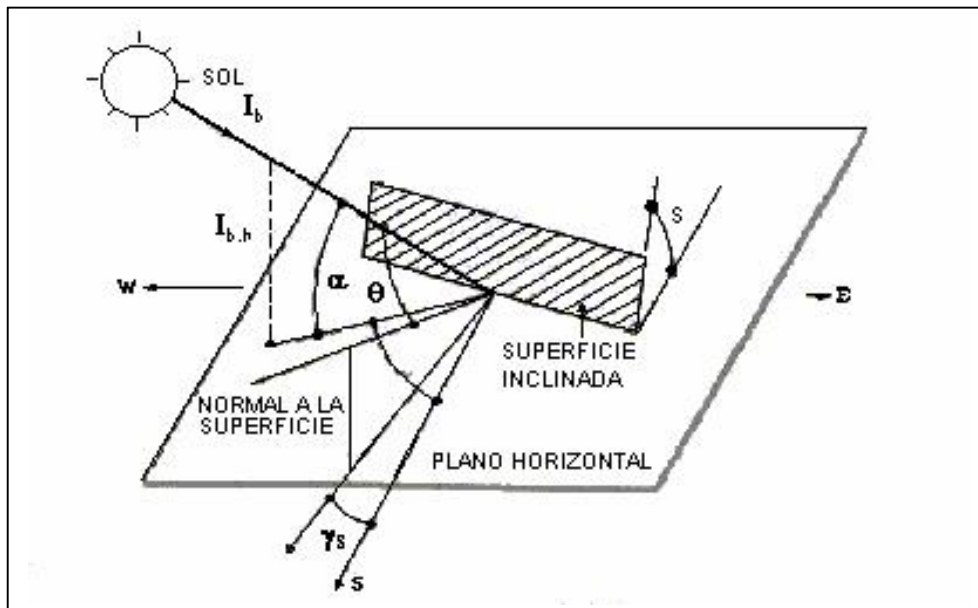


FIG 9. SUPERFICIE INCLINADA.

FIG 10. ÁNGULO DE INCIDENCIA θ EN FUNCIÓN DE OTROS ÁNGULOS

La orientación se define como el ángulo acimutal que la superficie se separa del sur. En los diagramas está denotado por $ORI = \gamma_s$. Este ángulo se considera por convención negativo al este y positivo al oeste.

La pendiente es el levantamiento angular de dicha superficie respecto del plano horizontal, tangente a la tierra, sobre el que se apoya. Será consecuentemente 0° si reposa tendida, y 90° cuando permanezca vertical. En las figuras está denotada con $PEN = S$.

La normal a la superficie se alza perpendicularmente sobre ella, cuando los rayos solares coinciden con la normal se tiene la mayor incidencia solar sobre la superficie.

El ángulo de incidencia solar especifica la divergencia entre los rayos solares y la normal a la superficie. Cuanto más se acerque al valor de 90° menor incidencia habrá de los rayos solares. En los diagramas está denotado por $INC=\theta$. El ángulo de incidencia en estas condiciones puede estar definido por la siguiente relación trigonométrica:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \text{Sen } \delta \text{ Sen } \phi \text{ Cos } S - \text{Sen } \delta \text{ Cos } \phi \text{ Sen } S \text{ Cos } \gamma_s \\ & + \text{Cos } \phi \text{ Cos } S \text{ Cos } \omega \\ & + \text{Cos } \delta \text{ Sen } \phi \text{ Sen } S \text{ Cos } \gamma_s \\ & + \text{Cos } \delta \text{ Sen } S \text{ Sen } \gamma_s \text{ Sen } \omega. \end{aligned} \quad \text{Ec. 8.}$$

$$\begin{aligned} \cos INC = & \text{Sen } DEC \text{ Sen } LAT \text{ Cos } PEN - \text{Sen } DEC \text{ Cos } LAT \text{ Sen } PEN \text{ Cos } ORI \\ & + \text{Cos } LAT \text{ Cos } PEN \text{ Cos } HOR \\ & + \text{Cos } DEC \text{ Sen } LAT \text{ Sen } PEN \text{ Cos } ORI \\ & + \text{Cos } DEC \text{ Sen } PEN \text{ Sen } ORI \text{ Sen } HOR \end{aligned} \quad \text{Ec. 9.}$$

Para una superficie inclinada hacia el sur, en particular en el caso de un colector plano, pueden considerarse los casos de la figura 11. Así para una superficie plana en la que la latitud sea igual a $(\phi - S$ ó $LAT - PEN)$. La ecuación se convierte en:

$$\cos \theta = \text{Sen } \delta \text{ Sen } \phi + \text{Cos } \delta \text{ Cos } \phi \text{ Cos } \omega \quad \text{Ec. 10.}$$

Para una Sup. Horizontal.

$$\cos \theta = \text{Sen } \delta \text{ Sen } (\phi - S) + \text{Cos } \delta \text{ Cos } (\phi - S) \text{ Cos } \omega \quad \text{Ec. 11.}$$

Para una Sup. Inclinada.

Las Ecuaciones pueden ser expresadas con otra notación haciendo $\theta=INC$, $\delta=DEC$, $\phi=LAT$, $S=PEN$, $\omega=HOR$.

Para saber la cantidad de calor que llega a la superficie inclinada (colector plano) es necesario conocer la radiación directa sobre un plano horizontal e inclinado. Además de la radiación directa (I_b) que es precisamente aquella que no experimenta cambio en su dirección.

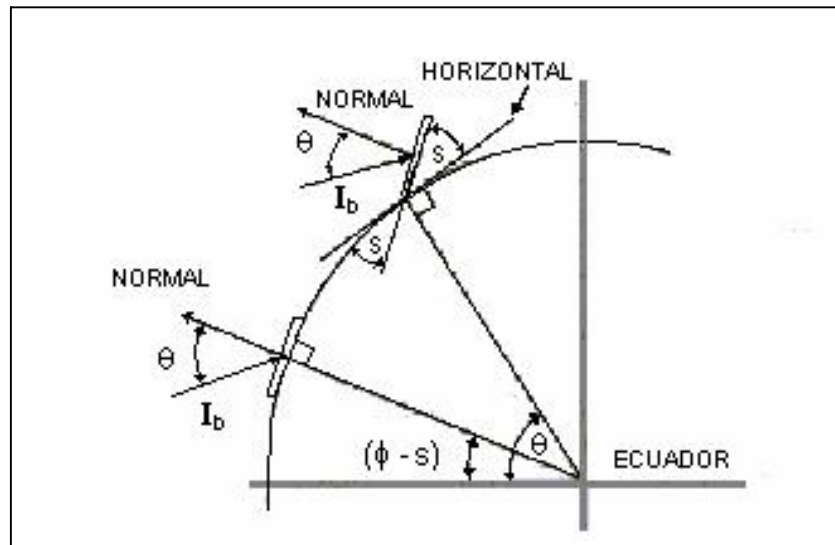


FIG 11. ÁNGULO DE INCIDENCIA EN DOS LATITUDES DIFERENTES.

Otra parte llega como radiación difusa (I_d), es decir, aquella que sufre dispersión en la atmósfera y no tiene una dirección única o preferente. Por otro lado llega al colector radiación reflejada por el suelo (I_p). Atendiendo la figura 12 se tiene:

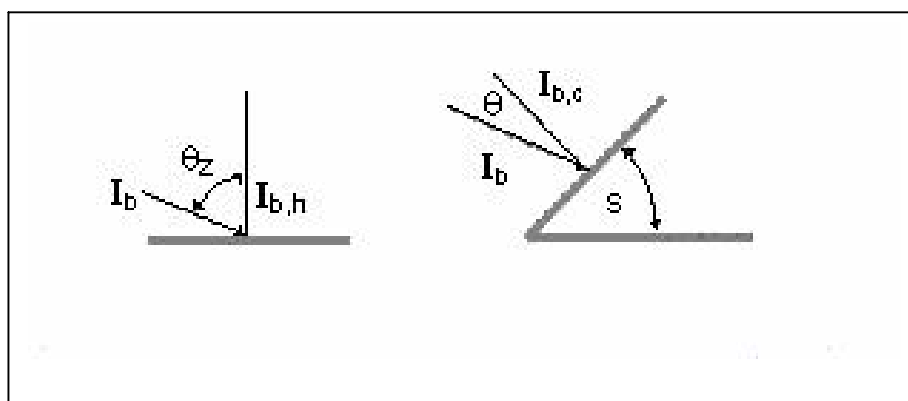


FIG 12. RADIACIÓN DIRECTA SOBRE UN PLANO HORIZONTAL Y SOBRE UN INCLINADO

$$I_{b,c} = I_b \cos \theta$$

y

$$I_{b,h} = I_b \cos \theta_z$$

Ecs. 12 y 13.

Dividiendo la radiación directa sobre un plano inclinado ($I_{b,c}$) entre la radiación directa sobre un plano horizontal ($I_{b,h}$) se tiene un cociente de radiación R_b .

$$R_b = \frac{I_{b,c}}{I_{b,h}} = \frac{I_b \cos \theta}{I_b \cos \theta_z}$$

Ec. 14.

$$R_b = \frac{\text{Sen } \delta \text{ Sen } (\phi - S) + \text{Cos } \delta \text{ Cos } (\phi - S) \text{ Cos } \omega}{\text{Sen } \delta \text{ Sen } \phi + \text{Cos } \delta \text{ Cos } \phi \text{ Cos } \omega}$$

Ecc. 15.

Así por ejemplo si se tiene un colector orientado hacia el sur con un ángulo de 35° en un lugar en que la latitud es 25.67° , si se quisiera determinar el cociente R_b en un instante dado, por ejemplo a las 12 del día 21 de junio (solsticio de verano), se determinaría de la siguiente manera:

Para el día 21 de junio, según la tabla I $\delta = 23^\circ 26'$ y a las 12:00 hrs el ángulo horario $\omega = \text{HOR} = 0^\circ$. Haciendo uso de la ecuación 15.

$$R_b = \frac{\text{Sen}(23.43^\circ) \text{ Sen}(-9.33^\circ) + \text{Cos}(23.43^\circ) \text{ Cos}(-9.33^\circ) \text{ Cos}(0^\circ)}{\text{Sen}(23.43^\circ) \text{ Sen}(25.67^\circ) + \text{Cos}(23.43^\circ) \text{ Cos}(23.43^\circ) \text{ Cos}(0^\circ)}$$

$$R_b = 0.843.$$

José A. Manrique⁽⁶⁾ propone la siguiente correlación en donde se puede calcular satisfactoriamente la radiación solar directa para un plano horizontal ($I_{b,h}$).

$$I_{b,h} = I_0 \tau_{\text{atm}}$$

Ec. 16.

Donde:

$I_{b,h}$ = Radiación solar sobre un plano horizontal.

I_0 = Radiación solar extraterrestre.

τ_{atm} = La transmitancia atmósfera.

Para cielo despejado τ_{atm} toma un valor de 0.72.

Si se quiere determinar la radiación que llega al colector inclinado, se debe tomar en cuenta que a la tierra llega una radiación extraterrestre del orden de 1353 W/m^2 . Por lo tanto aplicando la ecuación 16 se tiene:

$$I_{b,h} = (1353)(0.72) = 914.16 \text{ W/m}^2$$

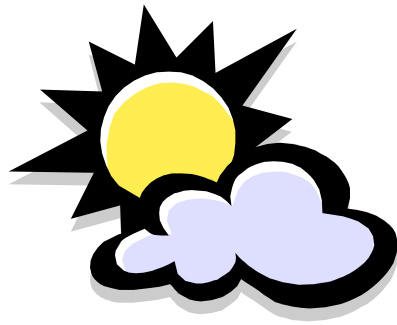
De la ecuación 14 se puede calcular la radiación directa para un plano inclinado ($I_{b,c}$):

$$I_{b,c} = R_b I_{b,h}$$

$$I_{b,c} = (0.843)(914.16) = 770.64 \text{ W/m}^2.$$

Estos serían los W/m^2 que llegarían al colector con inclinación de 35° en un lugar donde la latitud es 25.67° , el día 21 de junio a las 12 horas.

Pero es necesario que para el diseño del colector se determine el calor que llega en promedio al día, o en promedio al mes. Ya que la posición del sol varía a lo largo del día y del mes y por lo tanto también el calor que llega a él. Por ello deben usarse correlaciones y datos promedio para calcular el calor que llega al colector y que de como resultado un buen diseño del mismo para un lugar determinado.



3. ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR.

3 ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR.

3.1 INSTRUMENTOS PARA MEDIR LA RADIACIÓN SOLAR

Existen diferentes instrumentos para medir la radiación solar. El instrumento más común es el piranómetro; se emplea para registrar la radiación total dentro de su campo de vista hemisférico. Fig 13.



FIG 13. PIRANÓMETRO (CORTESÍA DE TEHE EPPLEY LABORATORY).

Este aparato se coloca sobre una superficie horizontal y registra la radiación global en un sitio dado. Genera una radiación eléctrica que puede servir como gráfica de la radiación incidente en un período de tiempo dado. Existen también piranógrafos mecánicos, donde un trazador registra la radiación solar sobre el papel que se monta en un cilindro giratorio. Caso de la figura 14. que es un registro de la radiación global mensual para la ciudad de Monterrey, en México.

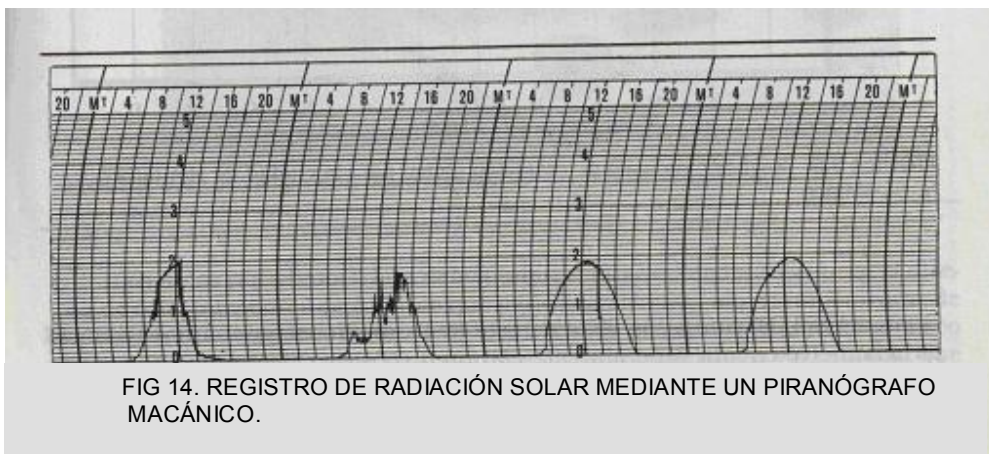


FIG 14. REGISTRO DE RADIACIÓN SOLAR MEDIANTE UN PIRANÓGRAFO MACÁNICO.

Existen otros aparatos como los pirheliómetros. Son un poco más complejos y miden la radiación directa que proviene del sol. Fig 15.

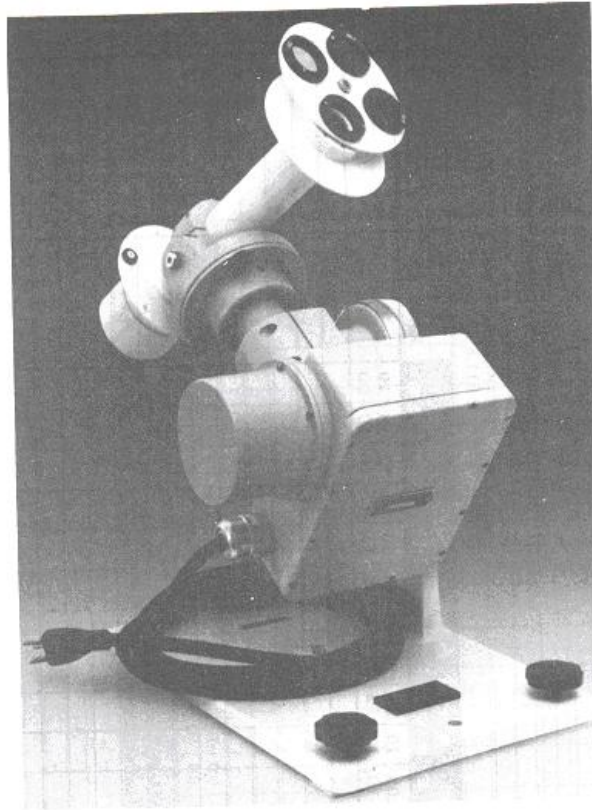


FIG 15. PIRHELÍOMETRO (FOTO CORTESÍA THE EPPLEY LABORATORY).

3.2 CORRELACIONES PARA ESTIMAR LA RADIACIÓN SOLAR MENSUAL

Cuando en algún lugar no se tienen datos experimentales de la radiación solar promedio, se puede echar mano de correlaciones que usan datos fácilmente obtenibles como son las horas de asoleamiento, la latitud, etc. Una de las correlaciones más sencillas es la de Ångström⁽⁶⁾, en la cual se relaciona la radiación total sobre una superficie horizontal y la radiación en condiciones de cielo despejado, con el porcentaje de horas posibles de asoleamiento. La correlación es:

$$\bar{H} = \bar{H}_c \left(a + b \frac{N}{N_0} \right) \quad \text{Ec. 17.}$$

Donde: \bar{H} = radiación promedio sobre una superficie horizontal

En un período o intervalo de tiempo dado, podría ser un Mes.

\bar{H}_c = radiación promedio sobre una superficie horizontal en condiciones de cielo despejado.

n = número de horas de asoleamiento diario promedio.

N = máximo número de horas de asoleamiento.

S. Fritz⁽¹⁸⁾ sugiere los valores de $a=0.35$ y $b=0.61$ para utilizar en la ecuación 17. El máximo número de horas de asoleamiento N puede calcularse de la ec. 6. y \bar{H}_c de la figura 16.

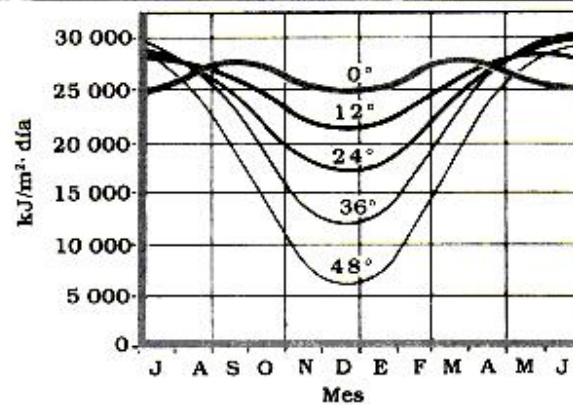


FIG 16. Radiación promedio sobre una superficie horizontal en condiciones de cielo despejado.

Una correlación para estimar la radiación total diaria promedio sobre una superficie inclinada, a partir de los datos de radiación diaria promedio sobre una superficie horizontal; es la correlación de Liu y Jordan⁽⁶⁾ la cual considera que la radiación solar incidente sobre un plano inclinado \bar{H}_T , está formada por tres partes: la radiación directa del sol, la difusa procedente de la bóveda celeste, y la reflejada por el suelo sobre la superficie inclinada. . Así se tiene que:

$$\bar{H}_T = \bar{I}_{b,h} \bar{R}_b + \bar{I}_{dh} \bar{R}_d + (\bar{I}_{b,h} + \bar{I}_{dh}) \bar{R}_p$$

Ec. 18.

Donde \bar{R}_b , \bar{R}_d y \bar{R}_p son, respectivamente, los factores de conversión para las componentes de radiación directa, difusa y reflejada sobre la superficie inclinada. Esto es:

$$\bar{R}_b = \frac{\text{Radiación directa diaria promedio en un mes sobre una superficie inclinada}}{\text{Radiación directa diaria promedio en un mes sobre un plano horizontal}}$$

$$\bar{R}_d = \frac{\text{Radiación difusa diaria promedio en un mes sobre una superficie inclinada}}{\text{Radiación difusa diaria promedio en un mes sobre un plano horizontal}}$$

$$\bar{R}_p = \frac{\text{Radiación diaria promedio en un mes que es reflejada por el suelo sobre la superficie}}{\text{Radiación global diaria promedio}}$$

El factor \bar{R}_b es una función de la transmitancia de la atmósfera, menos en los equinoccios. Depende de la nubosidad atmosférica, la concentración de vapor y de la concentración de partículas. Liu y Jordan⁽⁶⁾ sugieren que R_b debe estimarse como la radiación extraterrestre en la superficie inclinada, entre la correspondiente a una superficie horizontal para el mes en cuestión. Por lo que:

$$\bar{R}_b = \frac{\omega'_s \text{ Sen } \delta \text{ Sen } (\phi - S) + \text{Cos } \delta \text{ Cos } (\phi - S) \text{ Sen } \omega'_s}{\omega_s \text{ Sen } \delta \text{ Sen } \phi + \text{Cos } \delta \text{ Cos } \phi \text{ Sen } \omega_s} \quad \text{Ec. 19}$$

donde

$$\omega'_s \text{ min} = \{ \omega_s, \text{arc cos} (-\tan (\Phi - S) \tan \delta) \} \quad \text{Ec. 20.}$$

Por otra parte, la radiación difusa no sólo varía en intensidad dependiendo del vapor de agua, las partículas, etc., sino que también varía en distribución angular con los cambios en las condiciones atmosféricas. Si se supone que la radiación procedente de la bóveda celeste es isotrópica, esto es, si se supone que es uniforme en todas las direcciones, entonces se puede decir que el cociente de la radiación difusa incidente sobre una superficie inclinada a un

ángulo S , y la radiación difusa sobre la superficie horizontal es igual a $(1 + \cos S)/2$. Dado que este cociente es independiente de la posición del sol en el firmamento,

$$\bar{R}_d = \frac{1 + \cos S}{2}$$

Ec. 21

Similarmente dado que los diversos materiales que constituyen el suelo (pasto, concreto, arena, tierra, etc.) reflejan la radiación solar de una manera difusa, se considerará que el suelo localizado frente a la superficie inclinada es grande y tiene una reflectancia hemisférica uniforme (o albedo) ρ ante la radiación solar. Si la radiación global diaria promedio es H_G , la radiación reflejada por el suelo debe ser ρH_G , y la fracción de ésta que intercepta la superficie inclinada es:

$$I_{\rho,c} = \frac{1 - \cos S}{2} \rho \bar{H}_G$$

Ec. 22

por lo tanto

$$\bar{R}_\rho = \frac{1 - \cos S}{2} \rho$$

Ec. 23

En las tablas II y III se muestran algunos valores del albedo para distintas superficies. En la práctica se emplea un valor de 0.2 para suelos comunes, y 0.7, cuando se encuentran cubiertos de nieve.

Combinando las ecuaciones 18, 21 y 23

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_T}{H_G} = \left(1 - \frac{\bar{I}_{dh}}{H_G}\right) \bar{R}_b + \frac{\bar{I}_{dh}}{H_G} \bar{R}_d + \bar{R}_\rho$$

Ec. 24.

O bien:

$$\bar{H}_T = (\bar{H}_G - \bar{I}_{dh}) \bar{R}_b + \bar{I}_{dh} \frac{1 + \cos S}{2} + H_G \frac{1 - \cos S}{2} \rho \quad \text{Ec. 25.}$$

Cabe señalar que la componente de la radiación \bar{I}_{dh} rara vez se conoce, por lo que es necesario estimarla a partir de la radiación global diaria promedio en el mes.

Liu y Jordan⁽⁶⁾, así como Page⁽⁸⁾, sugieren la siguiente expresión para evaluar el cociente I_{dh}/H_G .

$$\frac{\bar{I}_{dh}}{\bar{H}_G} = 1.390 - 4.027\bar{K}_T + 5.531\bar{K}_T^2 - 3.108\bar{K}_T^3 \quad \text{Liu y Jordan} \quad \text{Ec. 26.}$$

$$\frac{\bar{I}_{dh}}{\bar{H}_G} = 1.00 - 1.13\bar{K}_T \quad \text{Page} \quad \text{Ec. 27.}$$

En donde \bar{K}_T es el cociente de la radiación global diaria promedio en un mes a la radiación extraterrestre diaria promedio sobre una superficie horizontal en el mismo mes. Es decir,

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}_G}{H_0}$$

Ec. 28.

Como \bar{K}_T es conocido como un índice de claridad, en condiciones despejadas tiende a 1.

y

$$\bar{H}_o = \frac{1}{m_2 - m_1} \sum_{n=m_1}^{m_2} (H_o)_n \quad \text{Ec. 29.}$$

Donde m_1 y m_2 son, respectivamente, los días del año en que comienza y termina el mes, y $(H_o)_n$ es la radiación extraterrestre sobre una superficie horizontal para el día n del año, y está dada por la ecuación:

$$(H_o)_n = \frac{24}{\pi} I_{\infty} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \left[\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \omega_s \sin \phi \sin \delta \right] \quad \text{Ec. 30.}$$

\bar{H}_o también puede evaluarse a partir de la ecuación 30, sólo se selecciona para cada mes el día del año en que la radiación diaria extraterrestre es numéricamente igual en forma aproximada al valor medio del mes considerado. Los días recomendados para llevar a cabo esta simplificación están reportados en la tabla V los valores de H_o para distintas latitudes se encuentran en la tabla IV. La figura 17 y 18 las muestran en forma gráfica. Por último con el uso de las ecuaciones 24, 26, 27, 28 y 30 puede evaluarse la radiación total diaria promedio en un mes para una superficie inclinada.

$$\bar{H}_T = \bar{R} \bar{H}_G = \bar{R} \bar{K}_T \bar{H}_o \quad \text{Ec. 31.}$$

La figura 19 muestra gráficamente una relación entre $\bar{I}_{d,h}/\bar{H}_G$ y \bar{K}_T . Además en las figuras 20 y siguientes se muestran radiaciones globales promedio en cada mes en la República Mexicana.

TIPO DE SUELO	ALBEDO
Tierra negra seca	0.14
Tierra negra húmeda	0.08
Tierra gris seca	0.25 a 0.30
Tierra gris húmeda	0.10 a 0.12
Tierra arcillosa azulada seca	0.23
Tierra arcillosa azulada húmeda	0.16
Tierra de barbecho seca	0.08 a 0.12
Tierra de barbecho húmeda	0.05 a 0.07
Campo arado húmedo	0.14
Superficie desértica arcillosa	0.29 a 0.31
Arena amarillenta	0.35
Arena blanca	0.34 a 0.40
Arena gris	0.18 a 0.23
Arena de río	0.43
Arena ligera fina	0.37
Cultivo de trigo o centeno	0.10 a 0.25
Cultivo herbáceo	0.18 a 0.26
Algodonal	0.10 a 0.22
Arrozal	0.12
Cultivo de crucíferas	0.22
Cultivo de solanáceas	0.19
Vegetación boscosa	0.10 a 0.18

TABLA II. ALBEDOS PARA DIFERENTES SUELOS⁽¹⁵⁾

Superficie	Albedo
Desierto	0.24 – 0.28
Campos, varios tipos	0.03 – 0.25
Bosque, verde	0.03 – 0.10
Pasto, varias condiciones	0.14 – 0.37
Suelo, común	0.07 – 0.20
Moho, negro	0.08 – 0.14
Arena, seca	0.18 – 0.40
Arena, húmeda	0.09 – 0.18
Hielo o nieve	0.46 – 0.86
Agua ($\alpha = 47^\circ$)	0.02
Agua ($\alpha = 5.5^\circ$)	0.71

* J. R. Vallant, *Utilisations et Promesses de l'Energie Solaire*, Editions Eyrolles, 1978.
 B. Y. H. Liu, R. C. Jordan, "Daily Insolation on Surfaces Tilted toward the Equator", *Trans. ASHRAE*, págs. 526-541, 1962.

TABLA III. ALBEDOS RECOMENDADOS PARA DISTINTAS SUPERFICIES.⁽⁶⁾

Radiación extraterrestre diaria promedio en el mes, $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{día}$.

Latitud	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
20	26 644	30 359	34 307	37 515	38 884	39 144	38 893	37 864	35 300	31 402	27 512	25 519
25	23 902	28 115	32 848	37 111	39 356	40 046	39 606	37 832	34 238	29 413	24 909	22 669
30	21 034	25 679	31 141	36 436	39 569	40 706	40 071	37 534	32 917	27 213	22 161	19 714
35	18 069	23 072	29 200	35 498	39 530	41 129	40 292	36 976	31 348	24 820	19 296	16 687
40	15 043	20 319	27 040	34 303	39 247	41 328	40 281	36 166	29 542	22 255	16 344	13 626
45	11 998	17 443	24 677	32 869	38 737	41 322	40 055	35 118	27 515	19 541	13 344	10 579
50	8 987	14 490	22 131	31 209	38 025	41 147	39 644	33 851	25 283	16 705	10 342	7 605
55	6 082	11 486	19 423	29 345	37 152	40 863	39 100	32 391	22 863	13 778	7 396	4 791
60	3 395	8 486	16 576	27 308	36 188	40 585	38 513	30 779	20 277	10 798	4 598	2 277

TABLA IV. RADIACIÓN EXTRATERRESTRE DIARIA PROMEDIO EN EL MES $\text{kJ/M}^2 \cdot \text{DIA}$

Mes	Día del año	Fecha
Enero	17	Enero 17
Febrero	47	Febrero 16
Marzo	75	Marzo 16
Abril	105	Abril 15
Mayo	135	Mayo 15
Junio	162	Junio 11
Julio	198	Julio 17
Agosto	228	Agosto 16
Septiembre	258	Septiembre 15
Octubre	288	Octubre 15
Noviembre	318	Noviembre 14
Diciembre	344	Diciembre 10

TABLA V. DÍA PROMEDIO RECOMENDADO PARA CADA MES PARA DETERMINAR LA DECLINACIÓN SOLAR DEL MES.⁽¹⁹⁾

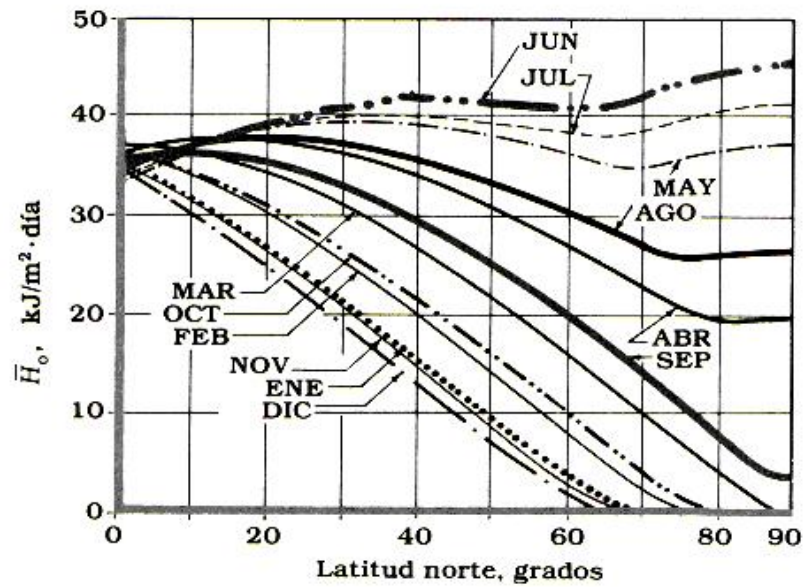


FIG 17. RADIACIÓN DIARIA EXTRATERRESTRE SOBRE UNA SUPERFICIE HORIZONTAL, PARA PUNTOS MEDIOS DEL MES.⁽⁶⁾

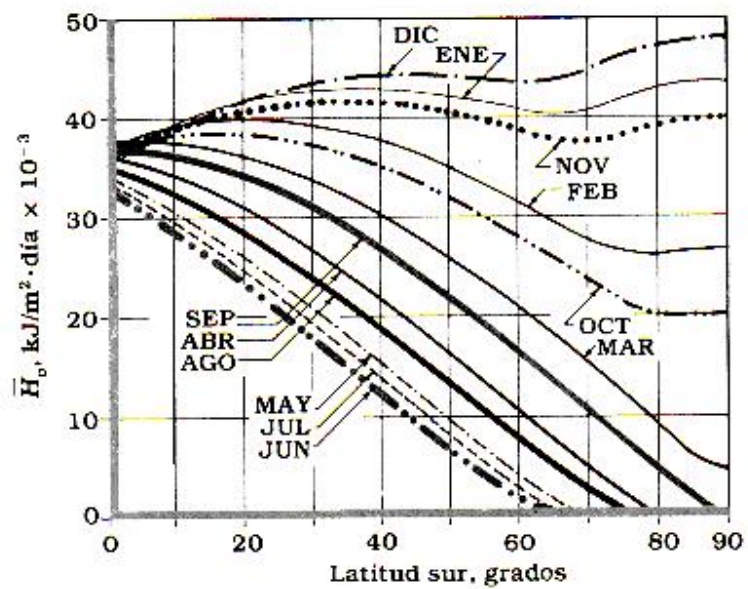


FIG 18. RADIACIÓN DIARIA EXTRATERRESTRE SOBRE UNA SUPERFICIE HORIZONTAL PARA PUNTOS MEDIOS DEL MES.⁽⁶⁾

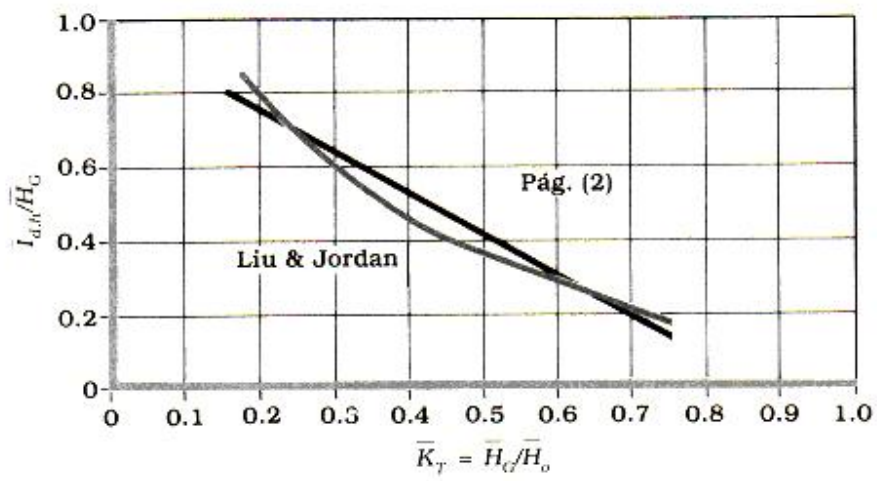
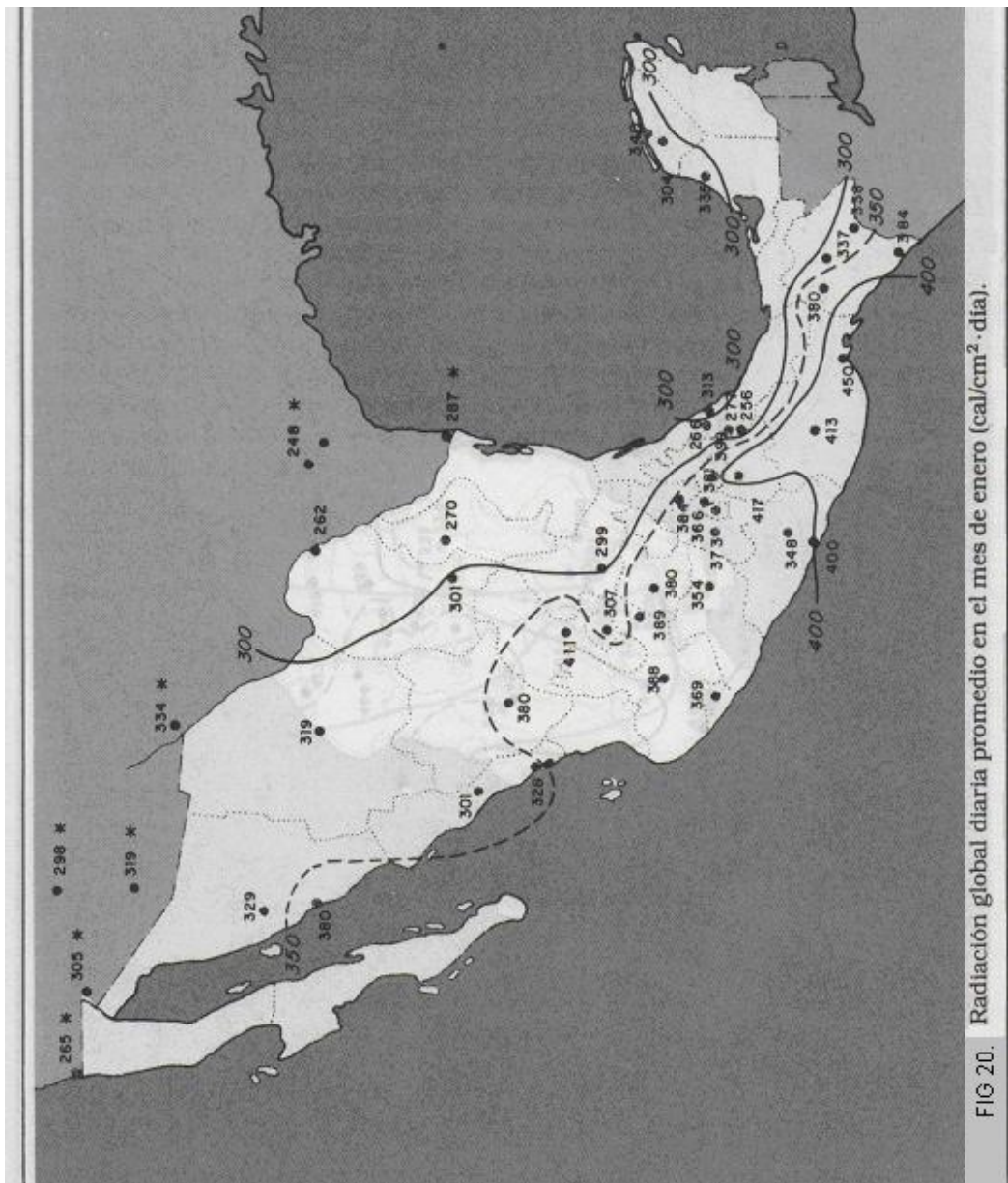


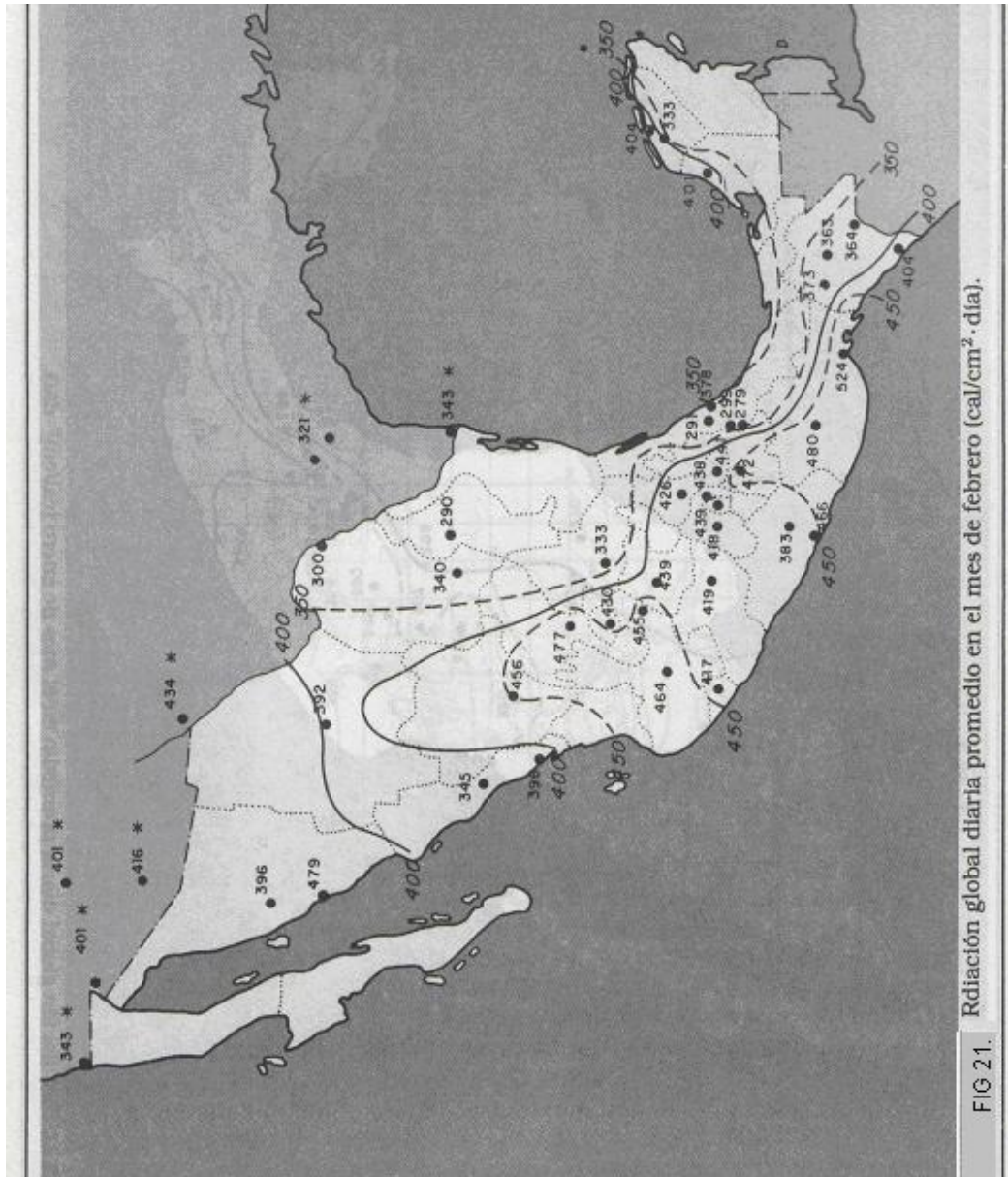
FIG 19 Relación de $I_{d,h}/H_G$ y K_T

3.3 RADIACIÓN GLOBAL PROMEDIO EN LA REPÚBLICA MEXICANA.

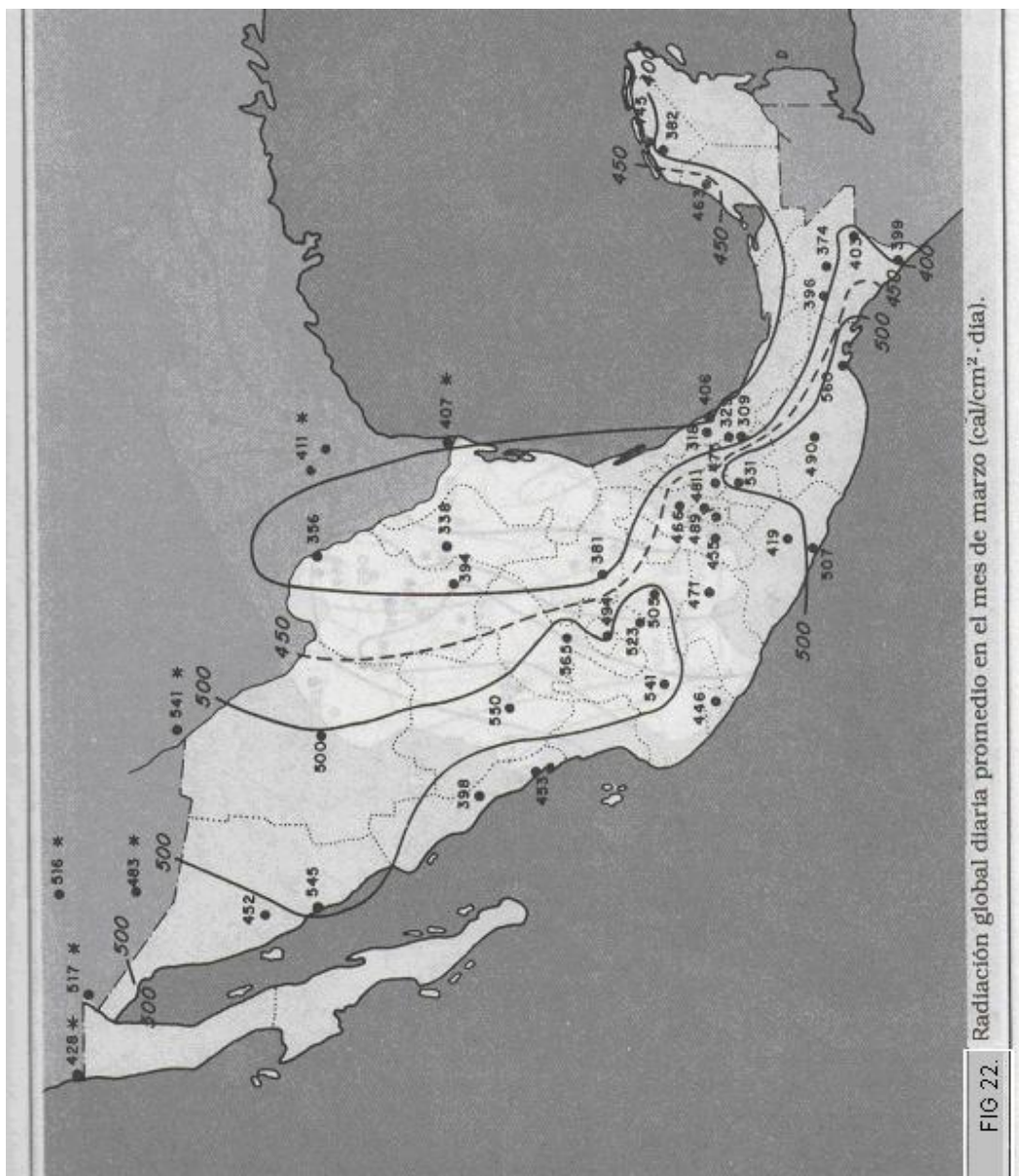
Radiación global promedio mes de enero $\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$.



Radiación global promedio mes de febrero $\text{cal/cm}^2 \text{ día}$.



Radiación global diaria promedio mes de marzo $\text{cal/cm}^2 \text{ día}$.



Radiación global diaria promedio mes de abril $\text{cal/cm}^2 \text{ día}$.

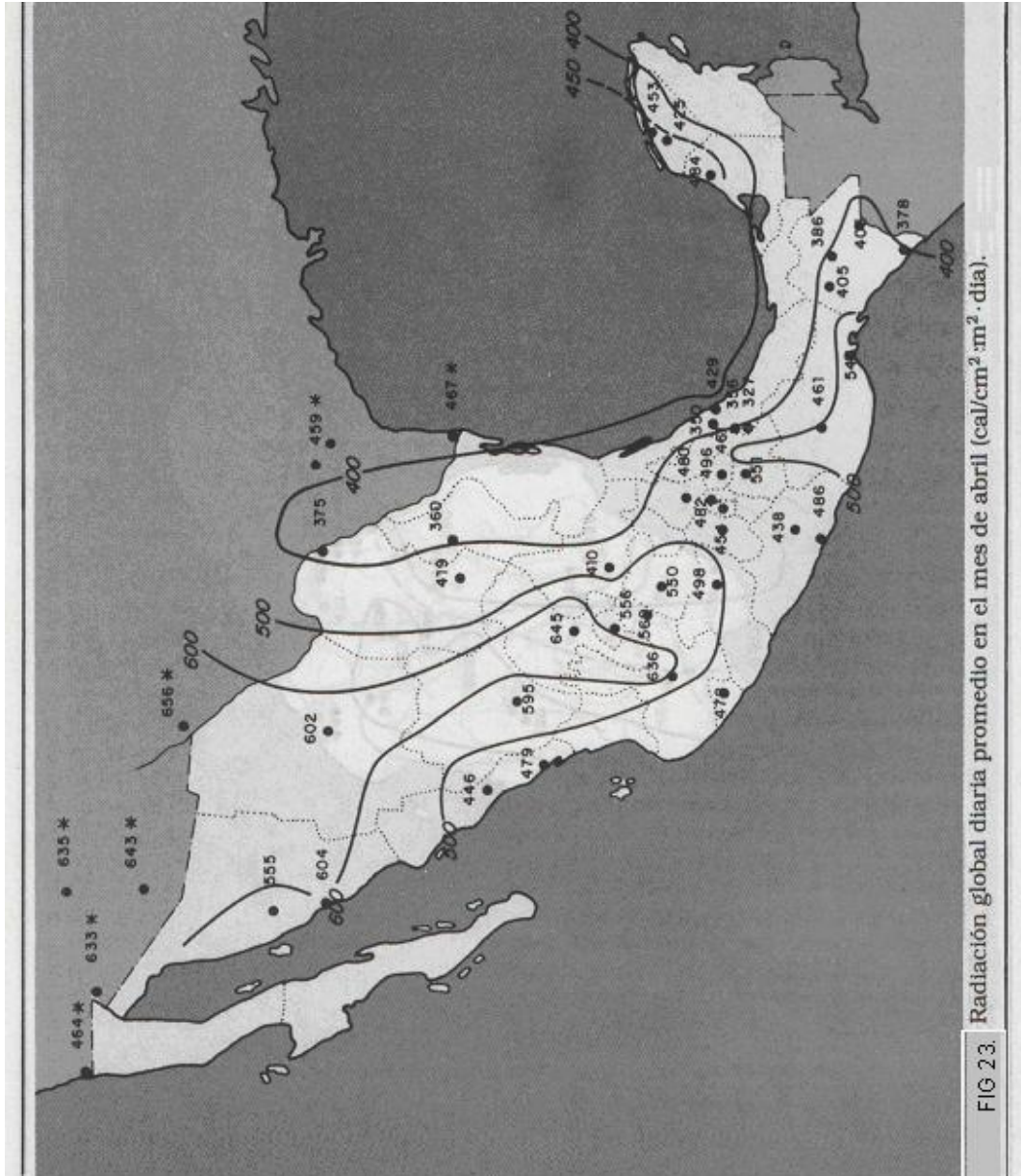


FIG 23. Radiación global diaria promedio en el mes de abril ($\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$).

Radiación global diaria promedio mes de mayo $\text{cal/cm}^2 \text{ día}$.

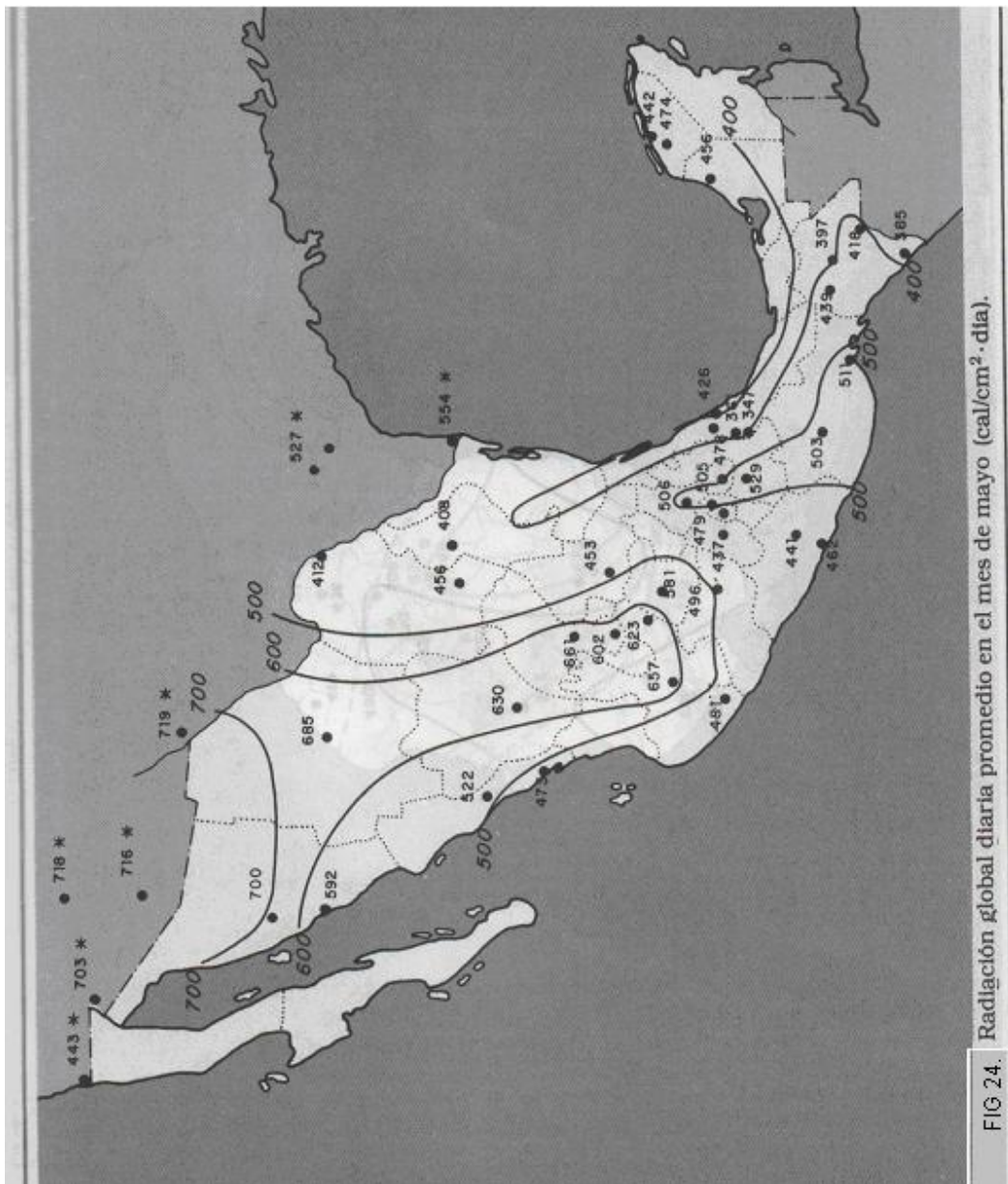
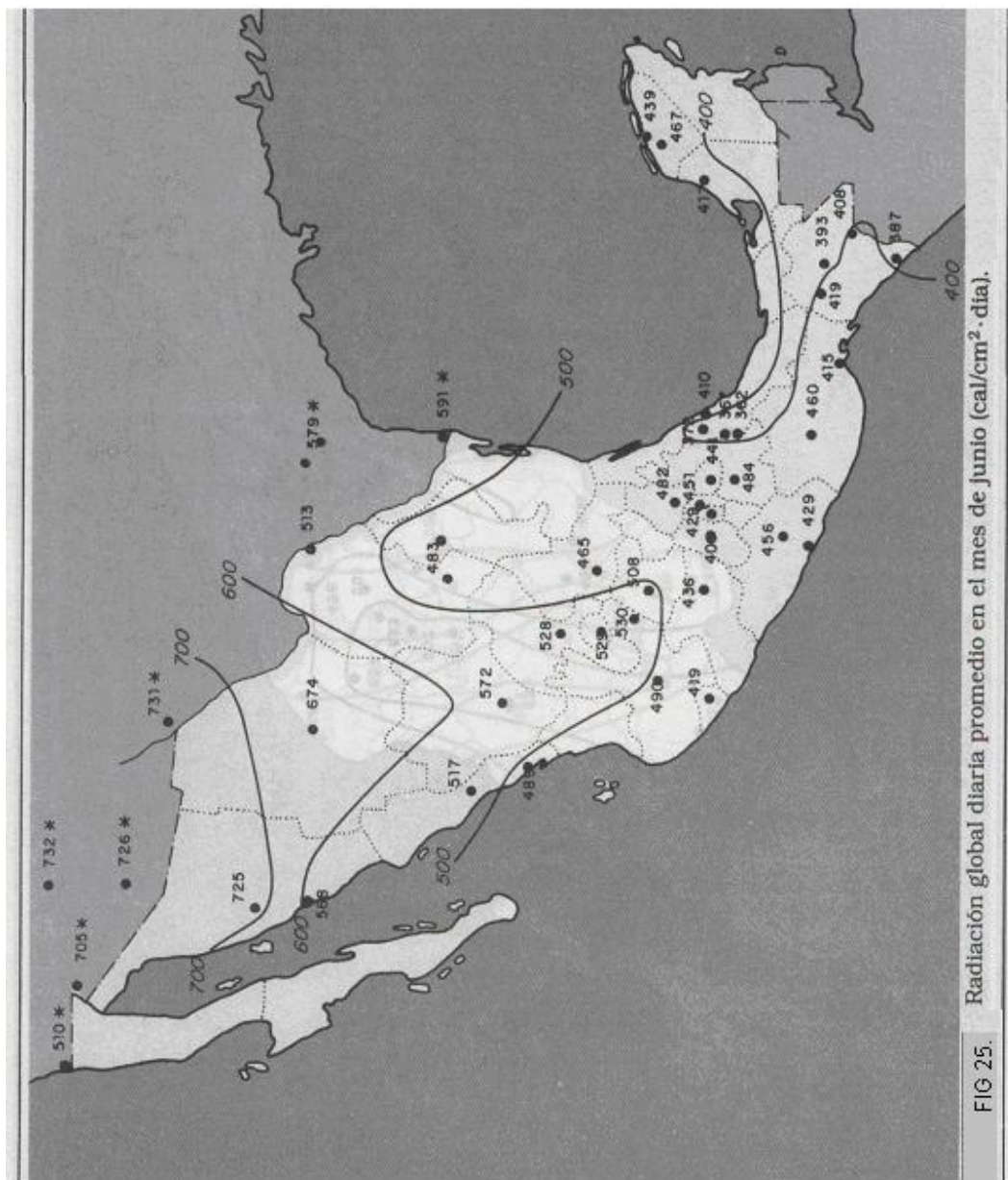
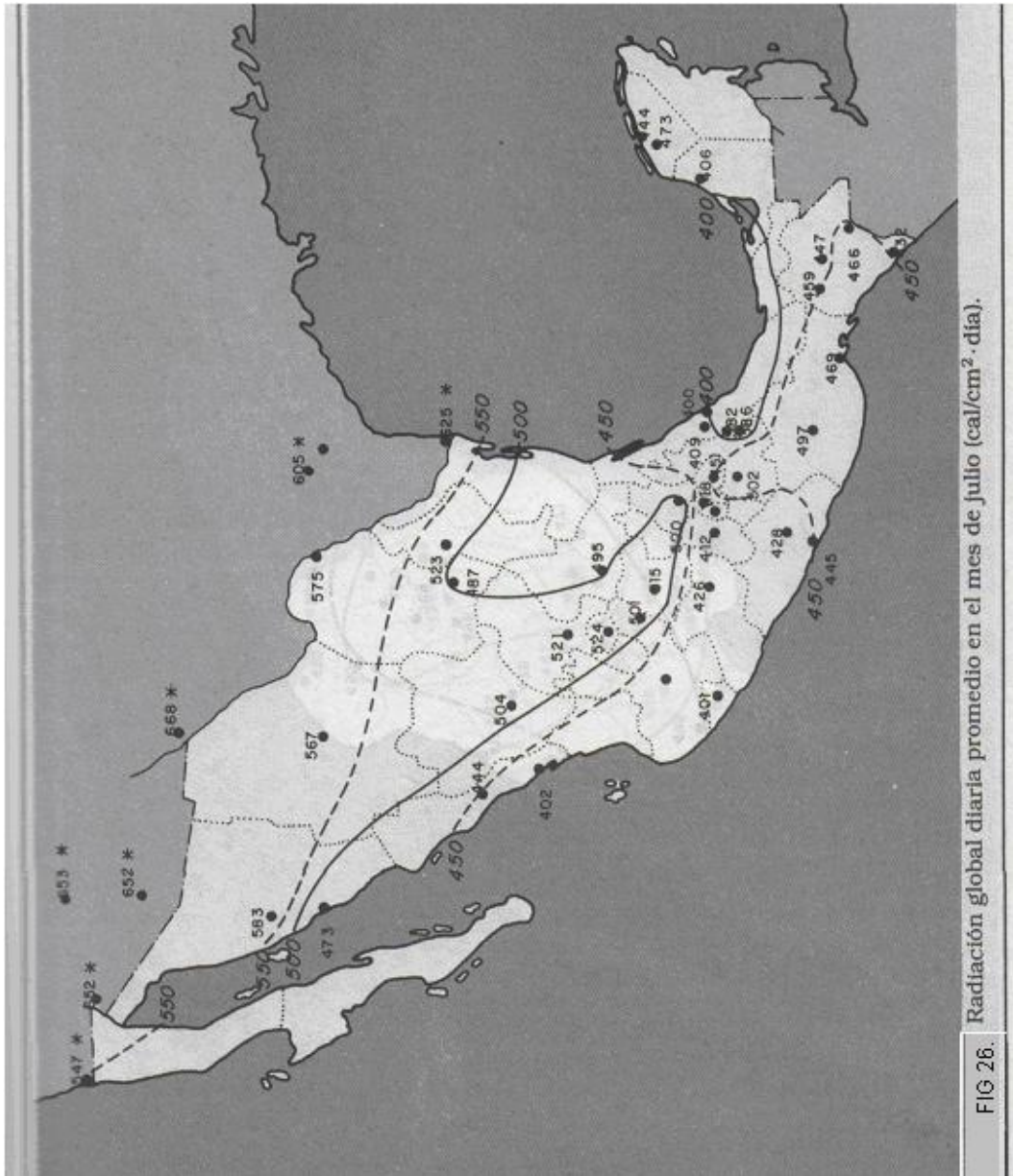


FIG 24. Radiación global diaria promedio en el mes de mayo ($\text{cal/cm}^2 \text{ día}$).

Radiación global diaria promedio mes de junio $\text{cal}/\text{cm}^2 \text{ día}$.



Radiación global diaria promedio mes de julio $\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$.



Radiación global diaria promedio mes de agosto $\text{cal/cm}^2 \text{ día}$.

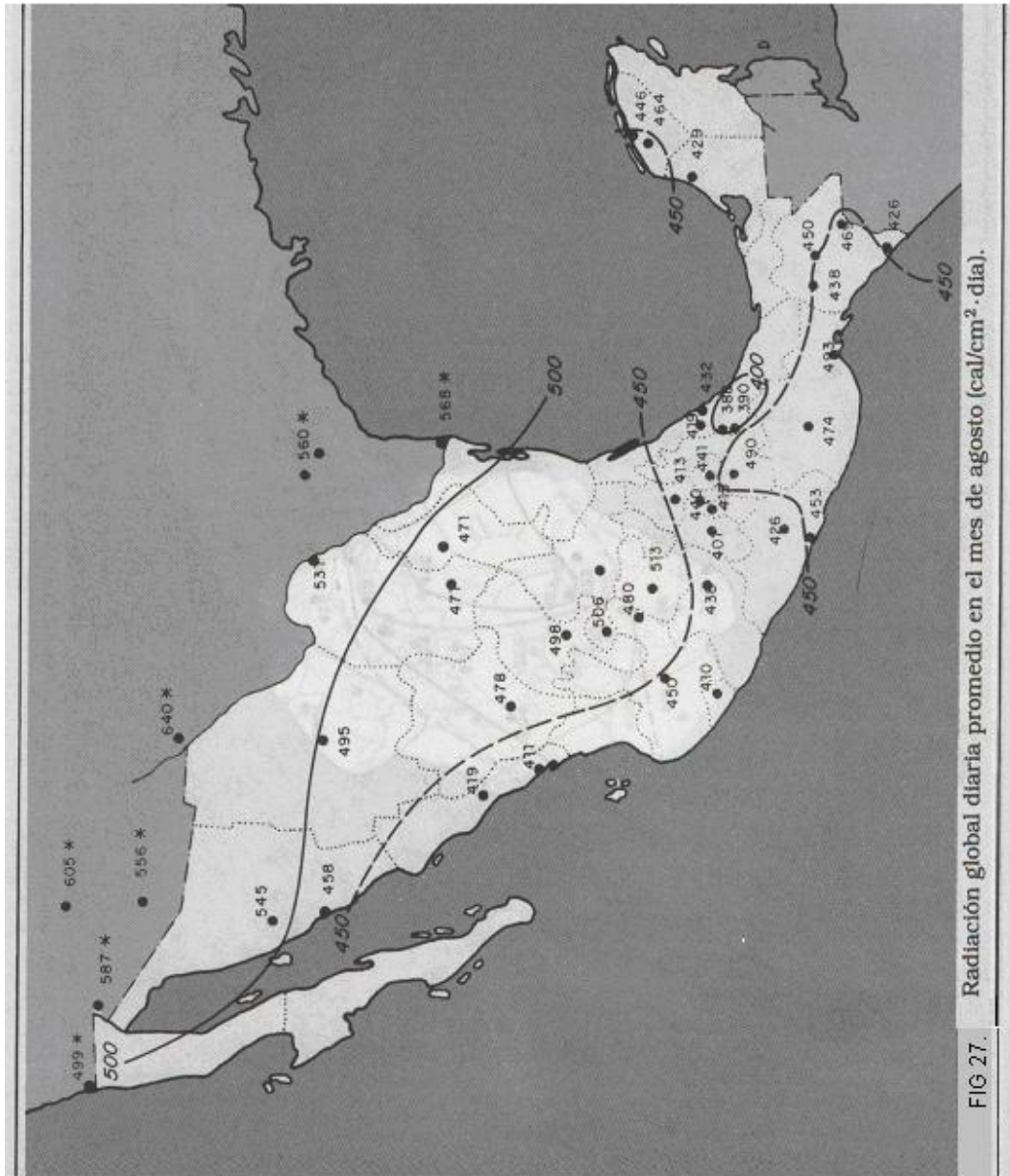
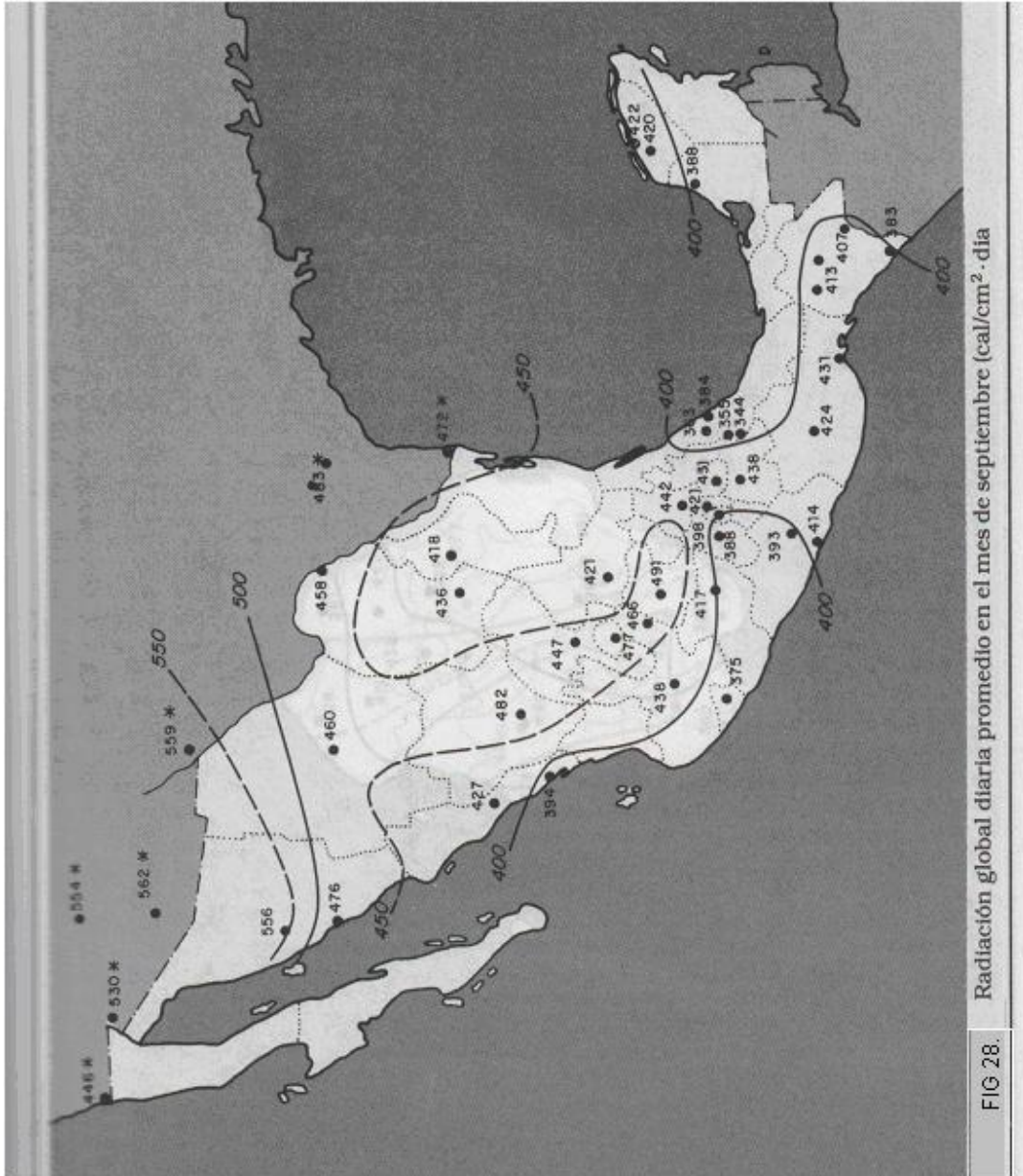


FIG 27. Radiación global diaria promedio en el mes de agosto ($\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$).

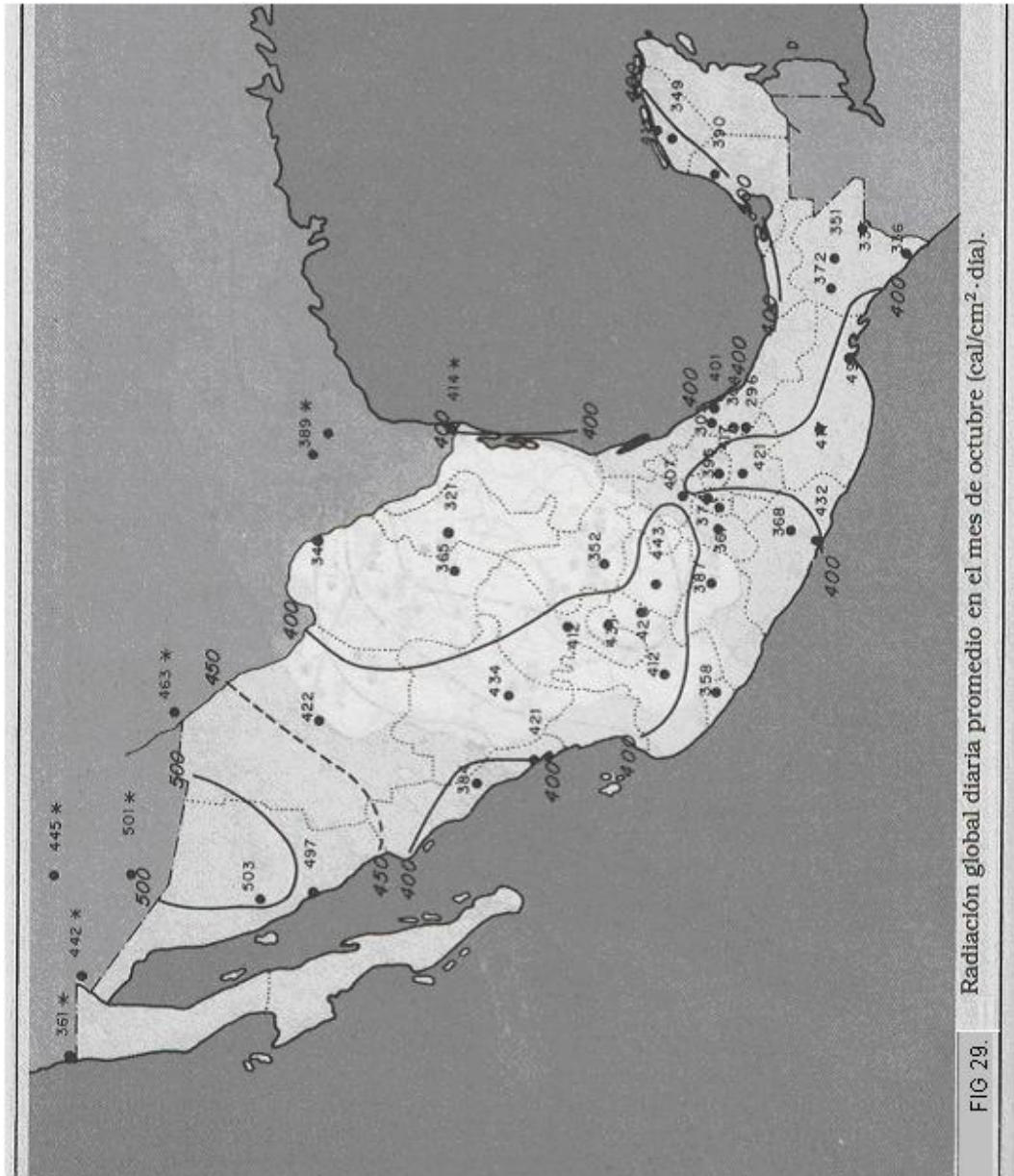
Radiación global diaria promedio mes de septiembre $\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$.



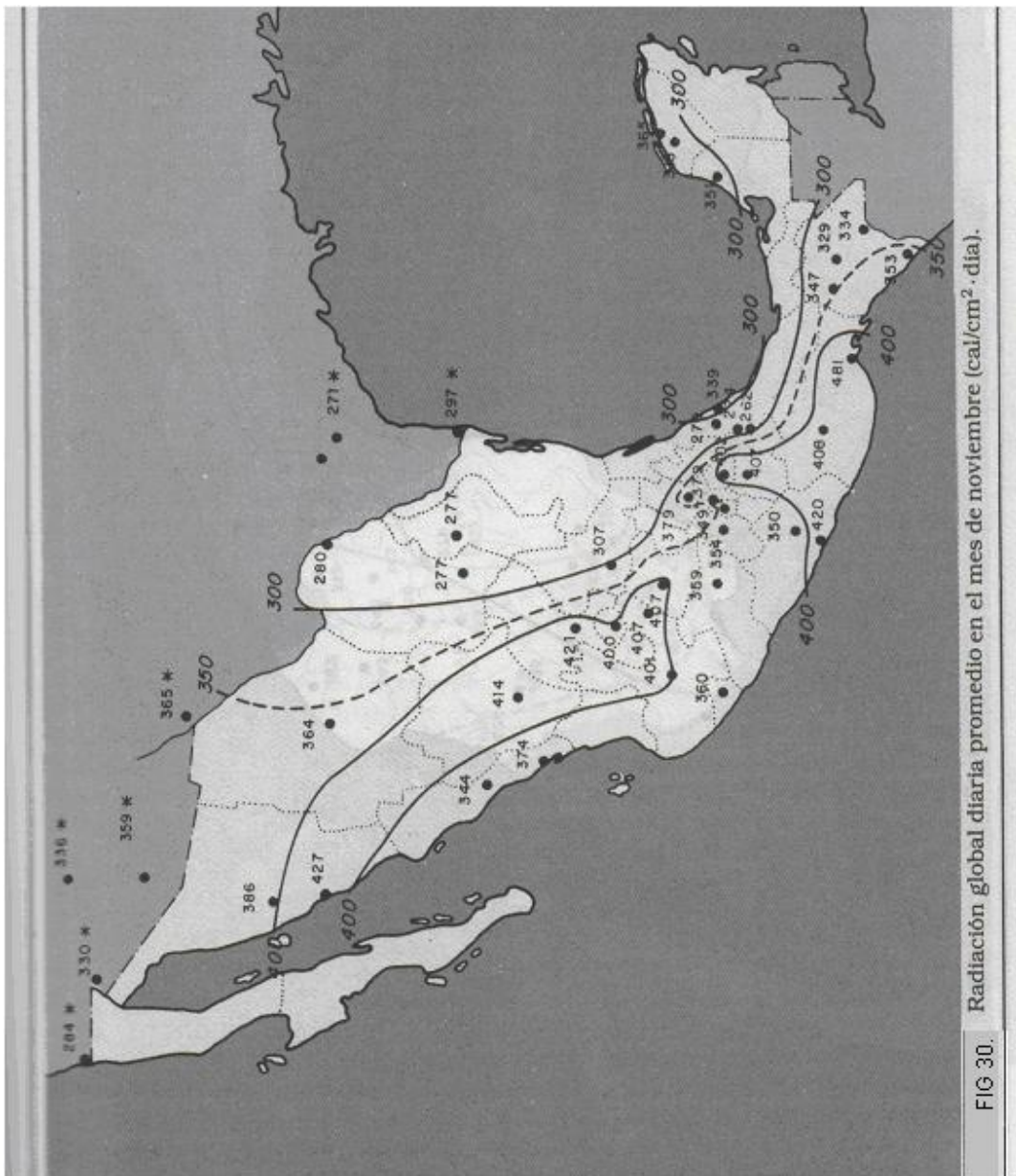
Radiación global diaria promedio en el mes de septiembre ($\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$)

FIG 28.

Radiación global diaria promedio mes de octubre $\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$.



Radiación global diaria promedio mes de noviembre $\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$.



Radiación global diaria promedio mes de diciembre $\text{cal/cm}^2 \text{ día}$.

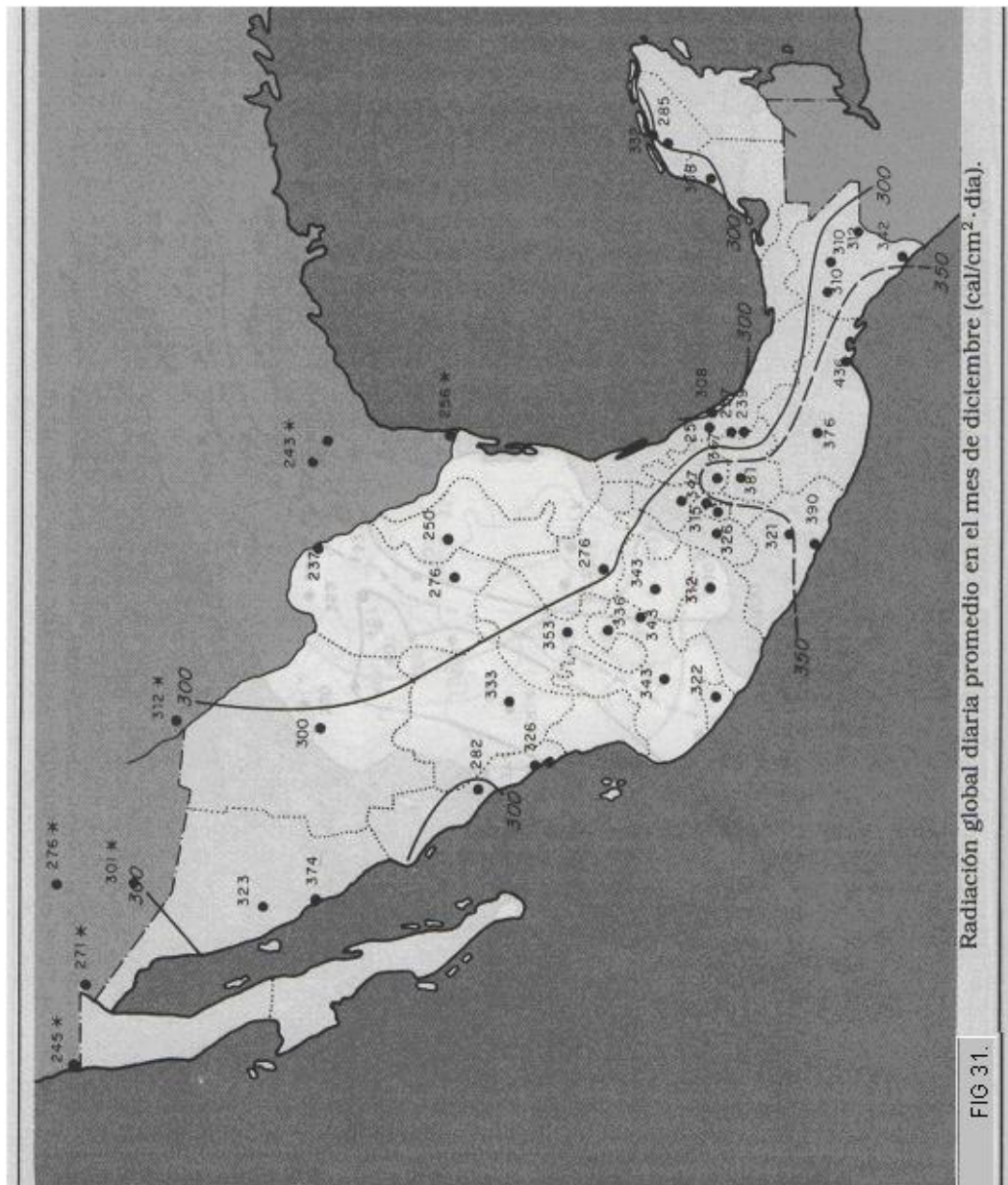
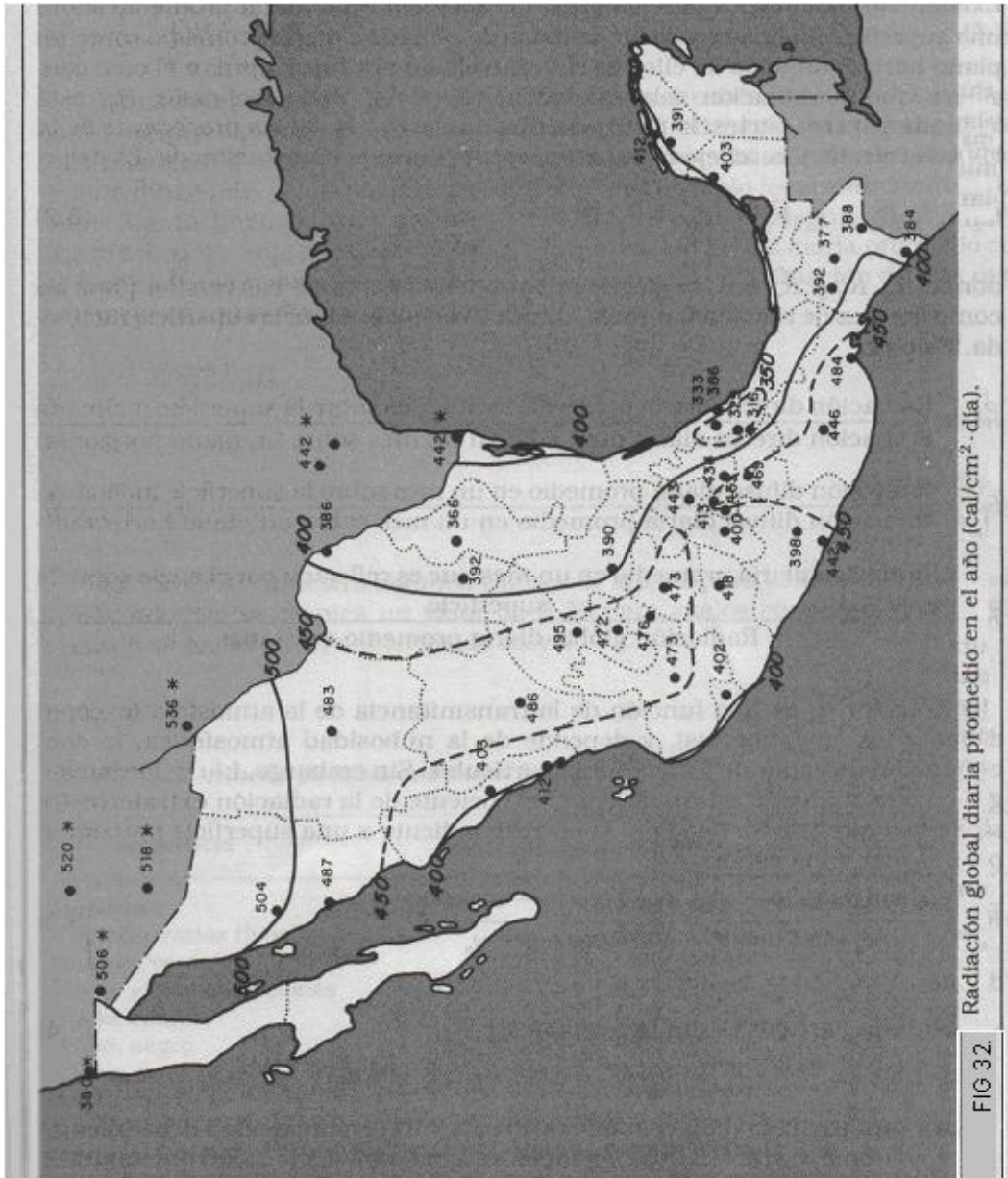


FIG 31. Radiación global diaria promedio en el mes de diciembre ($\text{cal/cm}^2 \text{ día}$).

Radiación global diaria promedio en el año $\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$.



3.4 CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR SOBRE UN COLECTOR PLANO.

Así, por ejemplo si se tiene en el Norte del Estado de México una unidad colectora de 0.8m de ancho y 1.2m de largo, orientada hacia el sur, se podría estimar la radiación solar incidente sobre el colector de la siguiente manera:

Para el caso particular de los colectores planos orientados hacia el sur, se ha demostrado que la máxima captación de energía se tiene cuando el ángulo de inclinación "S", es aproximadamente igual a la latitud del lugar ϕ . La máxima captación en el invierno se logra cuando $S=\phi + 10^0$ y en verano cuando $S=\phi - 10^0$.

Observando la figura 32 se tiene que la radiación global diaria promedio en el año en el norte del Estado de México es de $443 \text{ cal/cm}^2 \text{ día}$

$$\bar{H}_G = 443 \text{ cal/cm}^2 \text{ día} = 18.54 \text{ MJ/m}^2 \text{ día.}$$

Recurriendo a la tabla IV y considerando que el norte del Estado de México está aproximadamente a 19^0 , es decir $\phi \approx 20^0$, se está en condiciones de evaluar \bar{H}_0 anual sumando todos los meses a $\phi \approx 20^0$ y dividiéndolos entre 12.

I	26664	VII	38893
II	30359	VIII	37864
III	34307	IX	35300
IV	37515	X	31402
V	38884	XI	27512
VI	39144	XII	25519

$$\Sigma = 403343$$

De la ecuación 28

$$\bar{K}_T = 18.54 / 33.6119 = 0.55$$

$$\bar{H}_0 = \Sigma / 12 = 403343 / 12 = 33611.9 \text{ kJ/m}^2 \text{ día.}$$

De la fig 19 o de la ecuación 26 de Liu y Jordan

$$\bar{I}_{d,h} / \bar{H}_G = 1.39 - 4.027(.55) + 5.53(0.55)^2 - 3.108(0.55)^3$$

$$\bar{I}_{d,h} / \bar{H}_G = 0.33$$

$\bar{I}_{d,h} = (0.33)(18540 \text{ kJ/m}^2 \text{ día}) = 6118 \text{ kJ/m}^2 \text{ día}$, el 33% de la radiación global es difusa. Por otro lado según la ecuación 5 se calculará la declinación solar promedio del año haciendo uso de la tabla V y la tabla I. También es cierto que las estaciones más extremas en el año son el verano y el invierno. Por otra parte \bar{H}_0

promedio del año es $33611.9 \text{ kJ/m}^2 \text{ día}$ muy parecido al mes de marzo. De acuerdo a la tabla V el mes representativo del año es marzo y su día representativo según la tabla IV es el 16. Consultando la tabla I $\delta = -1^{\circ}47' = -1.78^{\circ}$

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta = -\tan(20)\tan(-1.78) = 0.1131$$

$$\cos \omega_s = 0.1131 \quad S = \phi - 10 \quad \text{verano}$$

$$S = 20 - 10 = 10$$

$$\omega_s = 89.35^{\circ} = 1.561 \text{ rad}$$

$$\cos \omega_s^* = -\tan(\phi - S) \tan \delta = -\tan(10) \tan(-1.78) = 0.0058$$

$$\omega_s^* = 89.69^{\circ} = 1.5669 \text{ rad}$$

Atendiendo a la ecuación 20 se toma el mínimo valor

$$\omega'_s = \omega_s = 1.561 \text{ rad.}$$

Usando la ecuación 17:

$$R_b = \frac{1.561 \sin(-1.78) \sin(20-10) + \cos(-1.78) \cos(20-10) \sin(89.35)}{1.561 \sin(-1.78) \sin(20) + \cos(-1.78) \cos(20) \sin(89.35)}$$

$$R_b = 1.057$$

Aplicando la ecuación 24, 23 y 21 tomando como abedo un suelo común ($\rho=0.2$)

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_T}{\bar{H}_G} = \left(1 - \frac{\bar{I}_{dh}}{\bar{H}_G}\right) \bar{R}_b + \frac{\bar{I}_{dh}}{\bar{H}_G} \frac{1 + \cos S}{2} + \frac{1 - \cos S}{2} \rho$$

$$\bar{R} = (1 - 0.33) (1.057) + 0.33 \frac{1 + \cos(10)}{2} + \frac{1 - \cos(10)}{2} (0.2)$$

$$\bar{R} = 1.035$$

de la ecuación 31:

$$\bar{H}_T = \bar{R} \bar{H}_o = \bar{R} \bar{K}_T \bar{H}_o$$

$$\bar{H}_T = (1.035) (18.54) = 19.189 \quad \text{MJ/m}^2 \text{ día}$$

Por lo tanto, el calor que llega al colector es:

$$Q_c = \bar{H}_T A_c = (19.89)(1.2)(.8) = 18.42 \text{ MJ/día} = 18420 \text{ kJ/día}$$

A_c es el área del colector.

$$Q_c = 5.11 \text{ kW h/día.}$$



4. CAPTACIÓN TÉRMICA DE LA ENERGÍA SOLAR.

4 CAPTACIÓN TÉRMICA DE LA ENERGÍA SOLAR.

Se entiende por captación térmica de la energía solar al procedimiento de transformación de la energía radiante del sol en calor o energía térmica. Se refiere a aplicaciones de la energía solar a baja temperatura cuando la energía térmica que se obtiene se utiliza para alcanzar temperaturas inferiores a 80 °C. Se pretende de esta forma obtener, a partir del sol, una energía que pueda utilizarse en aplicaciones térmicas: calentar agua sanitaria, usos industriales, calefacción de espacios, calentamiento de piscinas, secaderos, etc.

4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Cuando se expone una placa metálica al sol, se calienta; pero si además esta placa es negra, la energía radiante del sol es absorbida en mayor medida.

Cuando se calienta la placa negra ésta aumenta su temperatura con lo cual empieza a perder calor por los distintos mecanismos: por conducción a través de los soportes que la sujetan, por convección a través del aire que la rodea y por radiación.

4.2 EFECTO INVERNADERO.

Al colocar un vidrio entre la placa absorbidora y el sol ocurre que, como el vidrio es transparente a la radiación solar pero es opaco a la radiación infrarroja, no deja pasar la radiación de mayor longitud de onda que emite la placa al calentarse. De esta forma se produce una "trampa energética de radiaciones" que impide que la energía radiante que ha atravesado el vidrio vuelva a salir; esta trampa constituye el denominado efecto invernadero.

El vidrio también evita el contacto directo de la placa con el aire ambiente con lo que, además, se evitarán las pérdidas por convección antes referidas.

4.3 EL CAPTADOR SOLAR PLANO.

Si se completa el conjunto de la placa absorbidora con el vidrio aislándolo por la parte posterior y por los laterales se consigue que la placa pierda menos calor y, por tanto, aumente su temperatura.

Si a la placa se adhiere un serpentín o un circuito de tubos por el que se pueda circular un fluido, se habrá conseguido que el fluido aumente su temperatura al circular por la placa con lo que se estará evacuando la energía

térmica de la placa. El fluido caliente se podrá conducir a través de un circuito hidráulico hasta donde se quiera.

Si todo el conjunto anterior se encierra en una caja para sujetar todos los componentes y evitar que se deterioren por los agentes exteriores se habrá realizado el denominado captador solar plano.

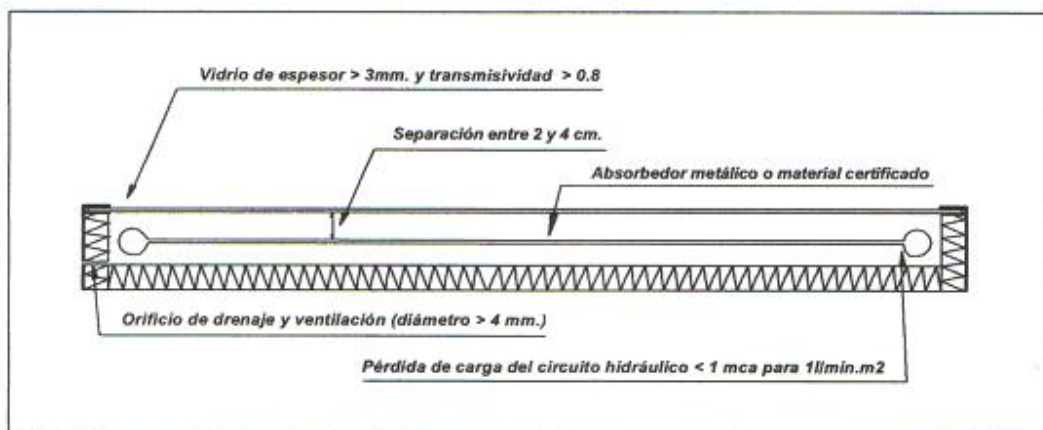


FIG. 33 CAPTADOR SOLAR PLANO.

El equipo puede ser ensayado, para certificar su eficiencia, durabilidad, etc., como una unidad completa, proporcionando resultados representativos para todos los sistemas con la misma marca, componentes, configuración y dimensiones.

4.4 FUNCIONAMIENTO.

Básicamente el funcionamiento de una Instalación (en lo que sigue, lo que se diga para una instalación solar térmica, incluye a los equipos solares domésticos) es el siguiente:

- Captación de la energía radiante para transformarla directamente en energía térmica, con el aumento de temperatura de un fluido de trabajo.

- Almacenamiento de dicha energía térmica, bien en el mismo fluido de trabajo de los colectores, o bien transferida al agua de consumo para su posterior utilización.

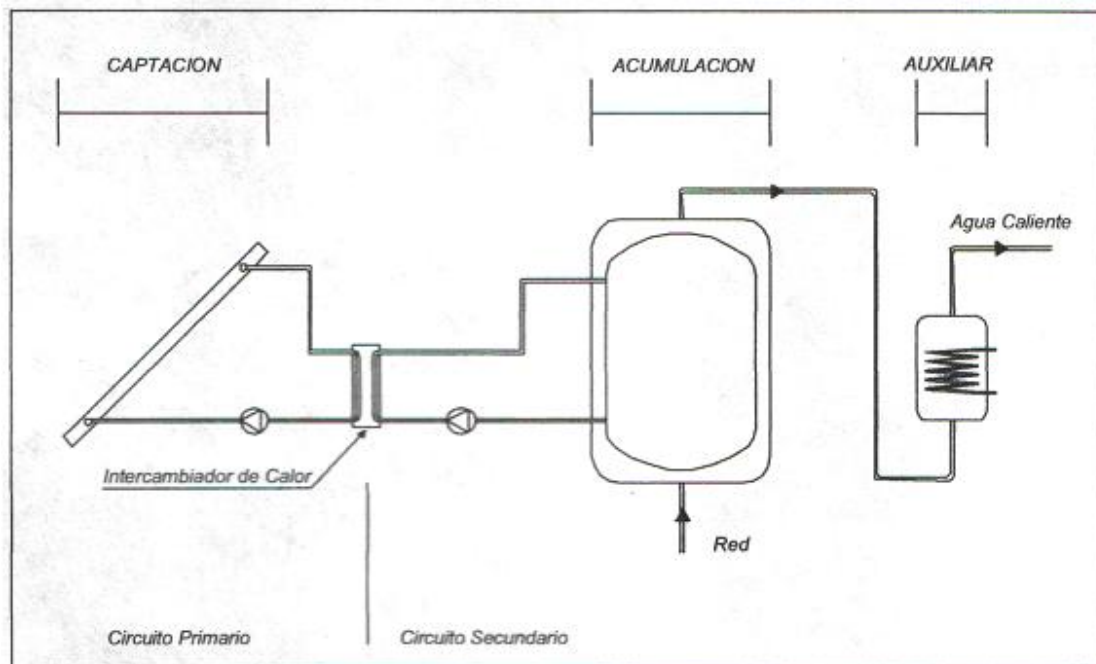
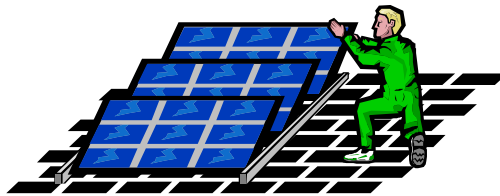


FIG. 34 FUNCIONAMIENTO SENCILLO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR (ESD).

Estas funciones se pueden complementar con la producción de energía térmica mediante un sistema convencional.

En cualquier instalación solar térmica se denomina circuito primario al circuito hidráulico formado por los colectores y las tuberías que los unen al acumulador, y es el encargado de recoger la energía térmica del colector y transferirla al acumulador solar directamente o a través de un intercambiador de calor. Por el circuito secundario siempre circula agua de consumo.

La transferencia de energía solar al agua del acumulador se realiza por la circulación del fluido contenido en el circuito primario. Este se calienta a su paso por los colectores y se enfría cuando pasa a través del sistema de intercambio, al transmitir el calor al agua del consumo. El agua caliente del sistema de acumulación queda almacenada y dispuesta para ser consumida. Cuando la temperatura del agua caliente solar es inferior a la de consumo, del orden de unos 45° , el sistema de energía auxiliar se encarga de realizar el calentamiento adicional hasta alcanzar la temperatura adecuada.



5. INSTALACIONES Y EQUIPOS SOLARES DOMÉSTICOS.

5 INSTALACIONES Y EQUIPOS SOLARES DOMÉSTICOS.

5.1 PARTES FUNDAMENTALES DE UN EQUIPO SOLAR DOMESTICO (ESD).

Un equipo solar doméstico, al igual que una instalación solar, puede estar constituido por:

- Un sistema de captación formado por uno o varios captadores que transforman la radiación solar incidente en energía térmica de forma que se calienta el fluido de trabajo que aquellos contienen.

- Un sistema de acumulación constituido por un depósito que almacena el agua caliente hasta que se precise su uso.

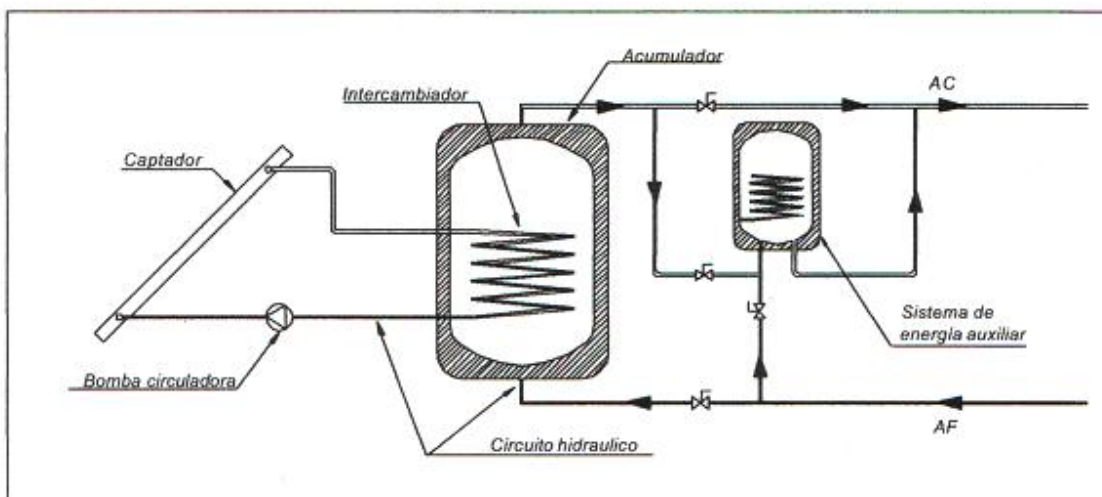


FIG. 35 COMPONENTES DE UN EQUIPO SOLAR DOMÉSTICO (ESD).

- Un sistema de intercambio que realiza la transferencia de energía térmica captada desde el circuito de colectores, o circuito primario, al agua caliente que se consume.

- Un circuito hidráulico constituido por tuberías, bombas, válvulas, etc., que se encarga de conducir el fluido caliente desde el sistema de captación hasta el sistema de acumulación y desde éste a la red de consumo.

- Un sistema de regulación y control que fundamentalmente se encarga de asegurar el correcto funcionamiento del equipo, para proporcionar un adecuado servicio de agua caliente y aprovechar la máxima energía solar térmica posible.

Por otro lado, puede incorporar distintos elementos de protección de la instalación.

Adicionalmente los equipos suelen disponer de un sistema de energía auxiliar que se utiliza para complementar el aporte solar suministrando la energía necesaria para cubrir la demanda prevista, garantizando la continuidad del

suministro de agua caliente en los casos de escasa radiación solar o consumo superior al previsto.

5.2 TIPOLOGÍA Y CLASIFICACIÓN.

Las instalaciones solares térmicas pueden clasificarse atendiendo a los siguientes criterios:

1. El principio de circulación.
2. El sistema de intercambio.
3. El sistema de expansión.
4. La forma de acoplamiento de componentes.
5. La disposición de componentes.
6. El sistema de energía auxiliar.

En la siguiente tabla se resume la clasificación de los sistemas solares térmicos, atendiendo a los criterios antes establecidos y que posteriormente se desarrollan:

Principio de circulación	Instalaciones por termosifón. Funcionamiento por convección natural.		Instalaciones por circulación forzada. Funcionamiento por bombeo.	
Sistema de Intercambio	Sistemas Directos. Fluido del circuito primario igual al agua de consumo.		Sistemas indirectos. Intercambiador de calor entre circuito primario y de consumo.	
Sistema de expansión.	Sistemas abiertos. En comunicación directa con la atmósfera.		Sistemas cerrados. Circuito cerrado con botellines de expansión	
Forma de acoplamiento	Compacto. Colector y depósito en la misma unidad.	Partido. Colector y depósito a distancia física.	Integrados. Colector y depósito en el mismo componente	
Disposición de componentes	Colector		Acumulador	
	Vertical	horizontal	Vertical	Horizontal
Sistema de energía auxiliar	Gas		Electricidad (resistencia en acumulador)	

TABLA VI. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS SOLARES TERMICOS.

En climas extremos son recomendados los sistemas indirectos debido a que puede haber congelación dentro del colector y en tal caso se puede añadir un anticongelante. Los sistemas por termosifón se recomiendan para climas templados y calurosos, porque en estos climas es posible alcanzar regularmente una diferencia de temperaturas del orden de 10 °C entre el colector y el acumulador. En otros climas es recomendable el funcionamiento por bombeo. Un sistema compacto, integrado o partido, puede decidirse en función de la arquitectura del inmueble; son de mejor apariencia los compactos e integrados aunque necesitan de un bombeo. Por el contrario son menos estéticos los partidos y de acumulador vertical, pero prestan mayores ventajas para un sistema por termosifón. En cuanto al sistema de energía auxiliar es más barato usar como auxiliar el gas.

5.2.1 PRINCIPIO DE CIRCULACIÓN.

Se refiere al mecanismo mediante el cual se produce el movimiento del fluido que circula en el circuito primario de captadores, existiendo dos tipos: la circulación forzada y la circulación natural o más comúnmente conocida por termosifón.

En las instalaciones por termosifón, el fluido de trabajo circula por convección libre, mientras que en los de circulación forzada se dota a la instalación con dispositivos (bombas de circulación) que provocan la circulación forzada del fluido de trabajo.

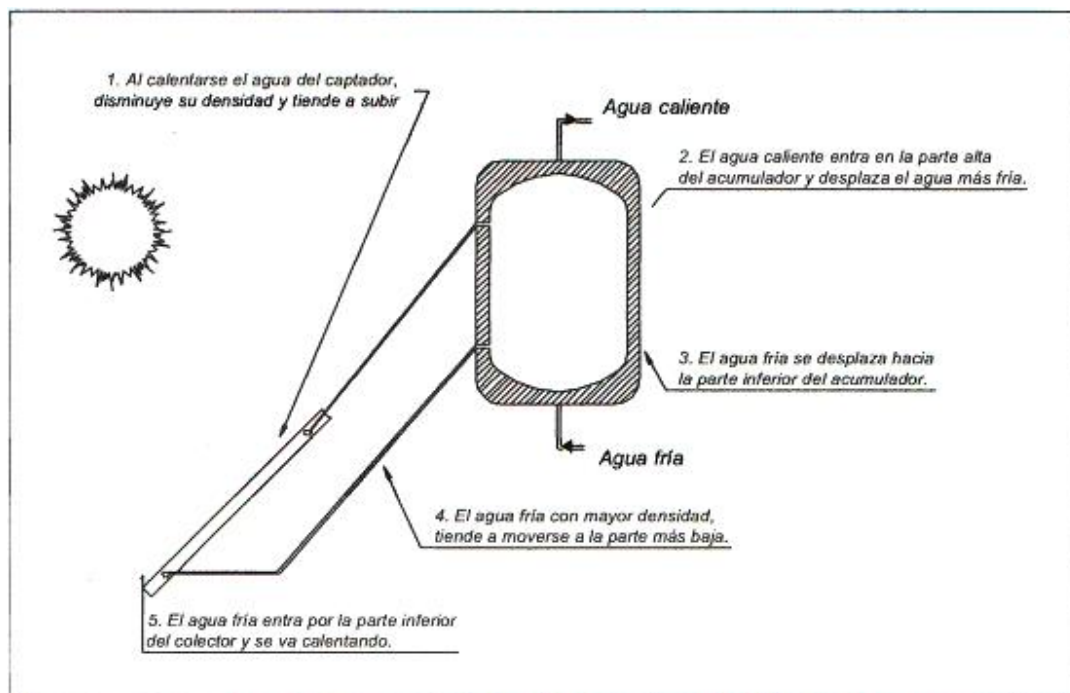


FIG. 36 INSTALACIÓN TÉRMICA FUNCIONANDO POR TERMOSIFÓN.

En las instalaciones por termosifón, el movimiento del fluido de trabajo se produce por variaciones de densidad del fluido, como consecuencia de variaciones en la temperatura. El fluido contenido en los captadores, al recibir la radiación solar se calienta, aumentando su temperatura y disminuyendo, por tanto, su densidad. Al pesar menos, dicho fluido asciende hacia la parte alta del circuito, mientras que el fluido frío contenido en el acumulador, con mayor densidad, se desplaza hacia la parte baja de la instalación por la tubería de entrada a colectores. Así se genera una circulación del fluido que se mantiene siempre que exista un gradiente de temperaturas entre el fluido de colectores y el del acumulador y cesa cuando las temperaturas se igualan.

La fuerza impulsora del movimiento en las instalaciones por termosifón es pequeña y, por lo tanto, se debe prestar especial atención al diseño y montaje de la instalación para favorecer siempre el movimiento del fluido.

Una instalación por termosifón se autorregula ya que se induce un caudal que es proporcional al salto de temperaturas entre captador solar y depósito, es decir, se ajusta el caudal a la radiación captada. Normalmente, este ajuste se realiza de forma que el salto de temperaturas del fluido a lo largo del colector suele mantenerse constante y aproximado a los 10 °C. El colector por experiencia de los fabricantes funciona con un caudal entre 0.12 kg/s a 0.3 kg/s aproximadamente a una velocidad en los conductos interiores de 1.5 a 3 m/s.

La regulación por termosifón es, pues, muy simple pero puede tener como contrapartida la imposibilidad de limitar la temperatura máxima del depósito que, en verano y épocas de escaso consumo, puede llegar a alcanzar valores importantes provocando sobrecalentamientos con riesgos para las personas y la durabilidad de la instalación.

En las instalaciones de circulación forzada, el movimiento del fluido se realiza a través de una bomba circuladora, con un caudal que normalmente está en el rango del doble que los de termosifón y, por tanto, los saltos de temperatura en el fluido de los captadores suelen ser de unos 5°C.

En este caso la regulación del sistema se debe efectuar por medio de un control diferencial de temperaturas entre la parte inferior del depósito y la salida de captadores.

5.2.2 SISTEMA DE INTERCAMBIO

Se refiere a la forma de transferir la energía del circuito primario de captadores al circuito secundario o de consumo. Esta transferencia se puede realizar de forma directa, siendo el fluido de trabajo de captadores el agua de consumo, dando lugar a los llamados sistemas directos o, manteniendo el fluido de trabajo de captadores en un circuito independiente, sin posibilidad de ser distribuido al consumo, dando lugar a los sistemas indirectos.

La utilización en sistemas indirectos de un intercambiador introduce un rendimiento adicional en el proceso de transferencia de calor al acumulador que puede minimizarse con un dimensionado adecuado. La utilización del intercambiador, no obstante, está justificada porque puede eliminar los problemas que surgen en los sistemas directos por corrosiones, depósitos calcáreos, heladas y presiones elevadas en colectores.

Cuando se utiliza un sistema directo es necesario asegurarse del uso de materiales compatibles entre sí y con el agua de consumo. El agua de red normalmente tiene un gran contenido de aire y el oxígeno es el mayor responsable de la corrosión, tanto en los colectores como en el resto del circuito. Los riesgos de corrosión en los captadores son mayores en los circuitos directos.

De la misma forma, en los sistemas directos aumenta la presencia de suciedades, incrustaciones calcáreas, etc. que con el tiempo van empeorando el funcionamiento de los captadores, disminuyendo el rendimiento e incluso anulándolos por completo, haciéndose necesario un control y conocimiento previo de la dureza y calidad del agua para la adecuada selección del sistema. En el caso de los sistemas indirectos, estas incrustaciones quedan minimizadas salvo

en caso de frecuentes vaciados y renovaciones de fluido; además en los sistemas indirectos se pueden utilizar como fluidos primarios aceites que gozan de una baja pérdida de carga a lo largo de todo el circuito del fluido, pero tienen el inconveniente de un pronto sobrecalentamiento y un elevado precio. En definitiva por economía, disponibilidad y características térmicas, el agua siempre ha sido el fluido ideal.

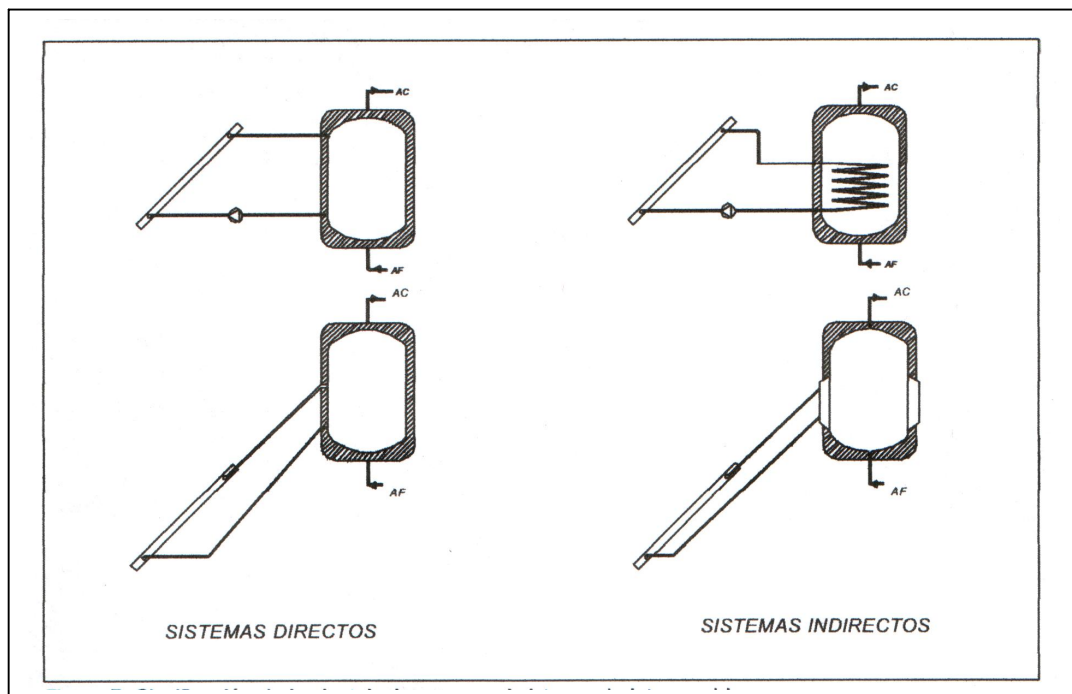


FIG. 37 CLASIFICACIÓN DE LAS INSTALACIONES POR EL SISTEMA DE INTERCAMBIO.

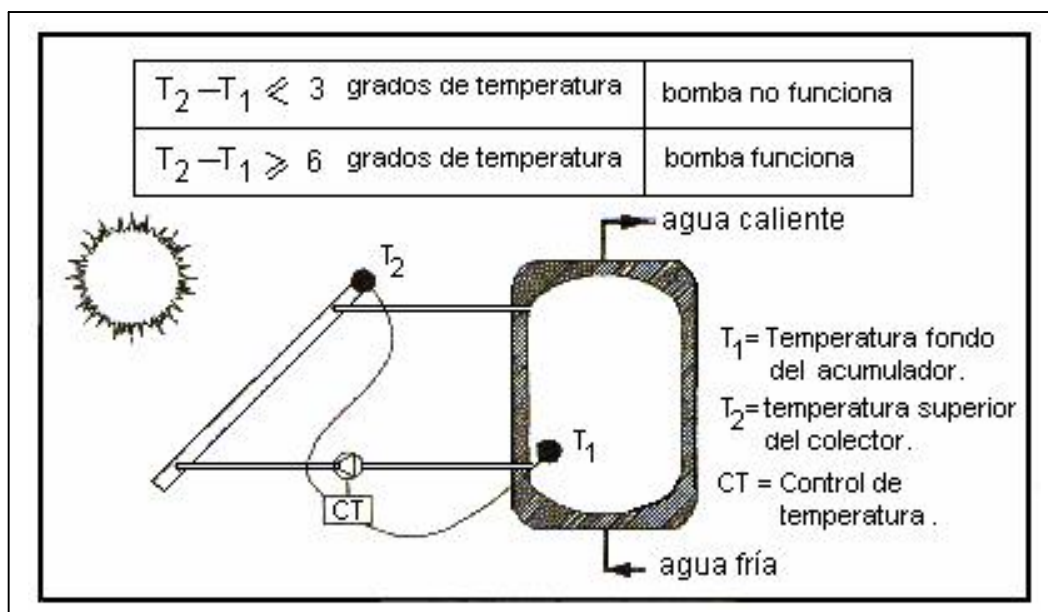


FIG. 38 INSTALACIÓN SOLAR FUNCIONANDO POR CIRCULACIÓN FORZADA.

Para evitar la congelación del agua es necesario prever un sistema de protección antiheladas. En los sistemas indirectos, esto se suele resolver fácilmente utilizando fluidos de trabajo con menor punto de congelación que la temperatura ambiente de la zona donde se vayan a utilizar, por ejemplo, añadiendo al agua glicol en un determinado porcentaje.

A continuación se muestran algunas curvas para soluciones de etilenglicol y propilenglicol.

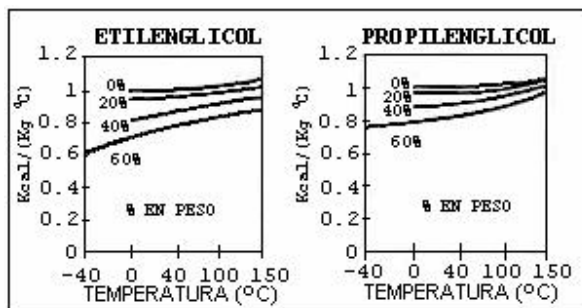


FIG. 39 CALORES ESPECÍFICOS PARA DIFERENTES SOLUCIONES DE ETILENGLICOL Y PROPILENGLICOL CON AGUA.

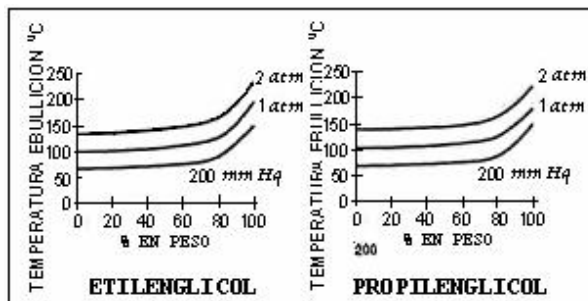


FIG. 40. TEMPERATURA DE EBULLICIÓN PARA SOLUCIONES DE ETILENGLICOL Y PROPILENGLICOL CON AGUA A DIFERENTES PRESIONES.

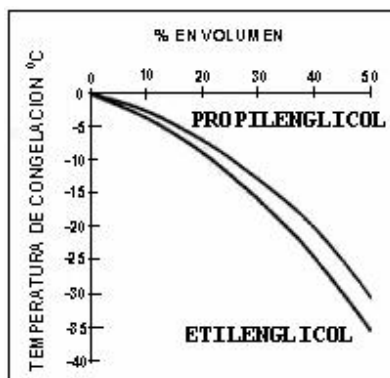


FIG. 41. TEMPERATURA DE CONGELACIÓN PARA SOLUCIONES DE ETILENGLICOL Y PROPILENGLICOL CON AGUA .

Realmente, el último factor que justifica el uso de sistemas indirectos es la presión a la que está sometida la instalación ya que si los colectores, o cualquier parte del circuito primario, no soporta la presión de red a la que estarían conectados, sería necesario reducirla utilizando una válvula reductora de presión. El circuito indirecto permite por el contrario definir presiones de trabajo independientes de la de red. También se puede superar este problema si se coloca entre la red de agua y el colector un depósito de alimentación comercial de plástico o hecho de concreto.

5.2.3 EL SISTEMA DE EXPANSIÓN.

El fluido de trabajo de las instalaciones solares está sometido a importantes variaciones de temperatura que pueden oscilar desde temperaturas bajo cero hasta superiores a 100 °C en situaciones de estancamiento y con alta radiación. Estas diferencias de temperatura provocan variaciones de volumen del fluido y como medio para absorber estas variaciones deben utilizarse los sistemas de expansión.

Una instalación puede tener una expansión abierta cuando el circuito primario está comunicado de forma permanente con la atmósfera. En este caso, debe situarse el sistema de expansión por encima del punto más alto de la instalación. Puede tener expansión cerrada, cuando el circuito no está en comunicación directa. En este caso, la membrana elástica del vaso de expansión al deformarse, aumenta la capacidad del circuito de agua, estos tienen menos condicionantes de instalación.

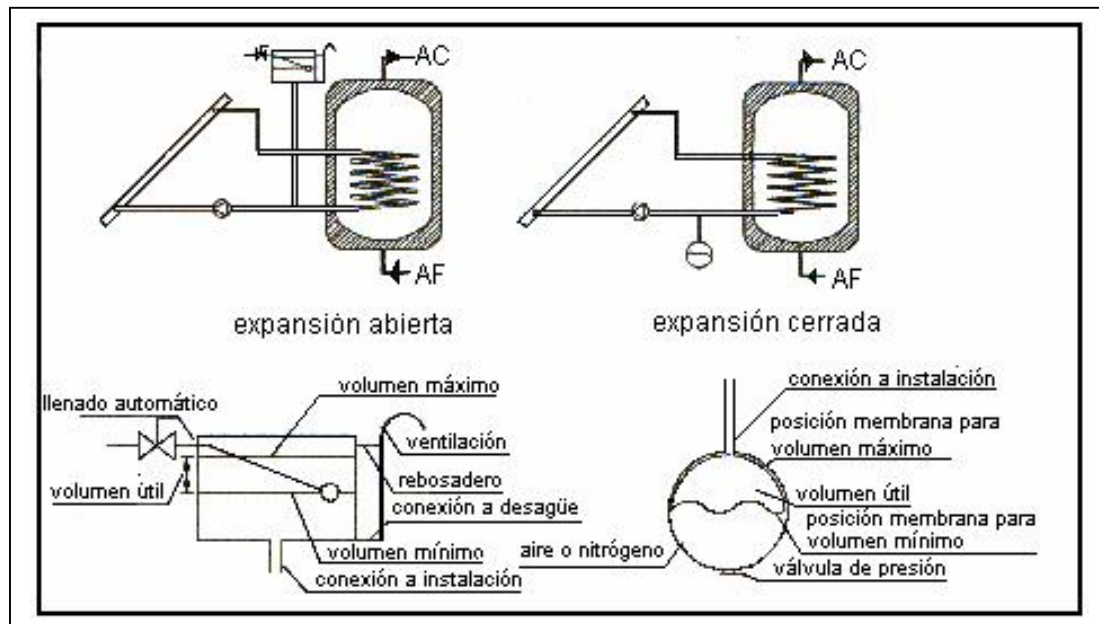


FIG. 42 SISTEMAS DE EXPANSIÓN.

5.2.4 FORMA DE ACOPLAMIENTO DE LOS COMPONENTES.

Los Equipos solares domésticos (ESD), por la forma de acoplamiento de los principales componentes (captadores y acumulador), se pueden clasificar en tres categorías: equipos compactos, equipos partidos y equipos integrados.

Un equipo se denomina compacto cuando todos los componentes del sistema se encuentran montados en una sola unidad, aunque físicamente puedan estar diferenciados.

Un equipo se denomina partido cuando existe una distancia física relevante entre el sistema de captación y el de acumulación.

Un equipo se denomina integrado cuando dentro del mismo sistema se realizan las funciones de captación y acumulación de energía, es decir, captador y depósito constituyen un único componente y no es posible diferenciarlos físicamente.

5.2.5 DISPOSICIÓN DE LOS COMPONENTES.

Se refiere este criterio principalmente a la disposición de los captadores y el depósito de acumulación. Tanto los captadores como los acumuladores normalmente tienen una o dos dimensiones principales cuya disposición permite clasificar las instalaciones:

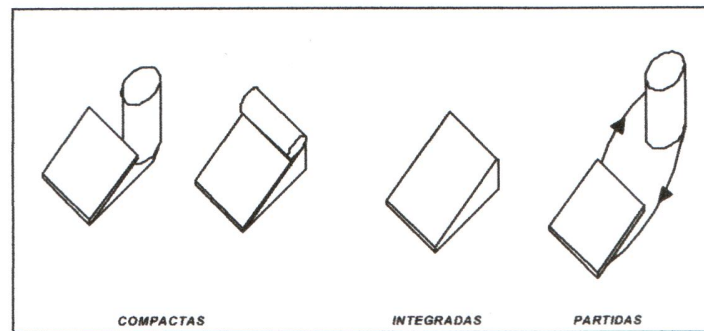


FIG. 43 SISTEMAS DE ACOPLAMIENTO.

- Con captadores en sentido horizontal o vertical.
- Con acumuladores en posición vertical u horizontal.

La disposición de los colectores afecta fundamentalmente a la estética de la integración, y en el aspecto funcional puede tener alguna influencia en determinadas instalaciones, funcionando por termosifón dado el mayor recorrido del fluido en los captadores verticales.

La disposición del acumulador si puede tener, por el contrario, una notable influencia en el funcionamiento de los equipos ya que se ha comprobado experimentalmente que la eficiencia energética puede aumentar en la práctica hasta un 20% utilizando sistemas que propicien la estratificación del agua caliente en el depósito acumulador.

En acumuladores estratificados se consiguen temperaturas más altas en la parte superior estando la parte inferior a temperatura prácticamente de red y, de esta forma, por un lado siempre existe agua caliente a la temperatura de utilización y, por otro, la instalación está trabajando a un rendimiento superior al ser más baja la temperatura de entrada a colectores.

Una de las mejores formas para propiciar la estratificación de temperaturas es el uso de acumuladores verticales esbeltos, incrementándose también con el uso de mecanismos pasivos como difusores, entradas y salidas de tuberías, que no provocan efectos desestratificantes.

La mayor ventaja de los acumuladores horizontales es que permite una mejor Integración cuando están acoplados a los captadores solares.

La figura 44 muestra un casquete desestratificante.

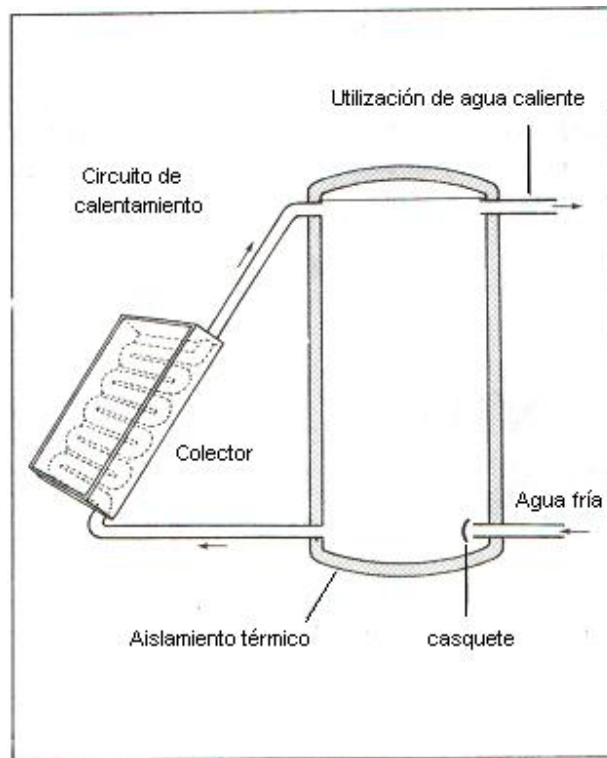


FIG. 44 CASQUETE DESESTRATIFICANTE.

5.2.6 SISTEMA DE ENERGÍA AUXILIAR.

Según la forma de realizar el aporte de energía auxiliar pueden distinguirse los siguiente sistemas:

- Instantáneo o en línea.
- En acumulador auxiliar.

5.2.6.1 SISTEMA AUXILIAR EN LÍNEA O INSTANTÁNEO.

Los más utilizados son los calentadores instantáneos de gas que tienen ventajas indiscutibles. En caso de acoplarse a equipos por termosifón se constituye un sistema que no requiere ninguna alimentación de energía eléctrica, pudiéndose instalar en lugares remotos.

5.2.6.2 SISTEMA AUXILIAR EN ACUMULADOR SECUNDARIO.

Las soluciones individuales con acumulación, mediante interacumulador con caldera o termo eléctrico, presentan las ventajas funcionales de ajuste preciso de la temperatura de utilización y disponibilidad inmediata de la

capacidad acumulada. Sin embargo, las ventajas del acumulador secundario se ven reducidas por el incremento del costo y de las pérdidas de calor que pueden llegar a reducir de forma apreciable el rendimiento.

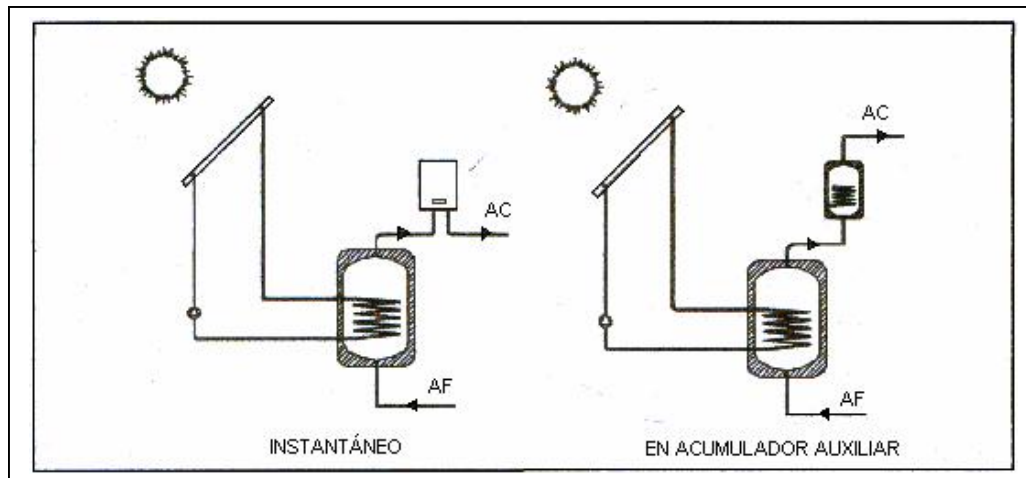


FIG. 45 SISTEMAS DE ENERGÍA AUXILIAR.

5.3 MONTAJE DE ESD POR TERMOSIFÓN.

Es la forma más sencilla de calentar agua, porque se deja correr naturalmente al perder densidad cuando aumenta su temperatura, para que ascienda a la parte superior del depósito, para circular por un serpentín, ó para ser consumida directamente, mientras el fluido de las capas bajas es más frío y renueva el ciclo. Este fenómeno gravitatorio, llamado termosifón, ocurre siempre que el grado térmico sea mayor en el colector que en el acumulador. Además este sistema debe estar provisto de una válvula de retención para que por la tarde o noche no se pierda el agua caliente acumulada.

En los montajes de termosifón pueden considerarse tres soluciones, de acuerdo con la manera en que se realice la alimentación del agua:

- Alimentación con cisterna de agua y con depósito sin intercambiador.
- Alimentación con cisterna de agua y con depósito provisto de intercambiador.
- Alimentación directa de la red y con depósito provisto de intercambiador en todo caso, ya que sin éste difícilmente podría el colector soportar la presión de la red.

En las tres soluciones harán falta accesorios como:

Un vaso de expansión (con válvula de seguridad si es cerrado).

Un purgador en los puntos más altos del circuito. Cuando el vaso de expansión es abierto y está lo suficientemente alto puede servir al mismo tiempo de purgador general.

Una llave de vaciado del circuito primario.

Una válvula de retención para evitar el contrareflujo.

Tubería igual o menor a 1 pulgada (25 mm) de diámetro.

Las dimensiones adecuadas en un esquema natural para favorecer el efecto de termosifón han de considerarse en la figura 46. Además debe acomodarse la base de la cisterna entre 0.5 y 4 m por encima del nivel superior de los módulos, y la entrada al acumulador a unos $2/3$ de su altura.

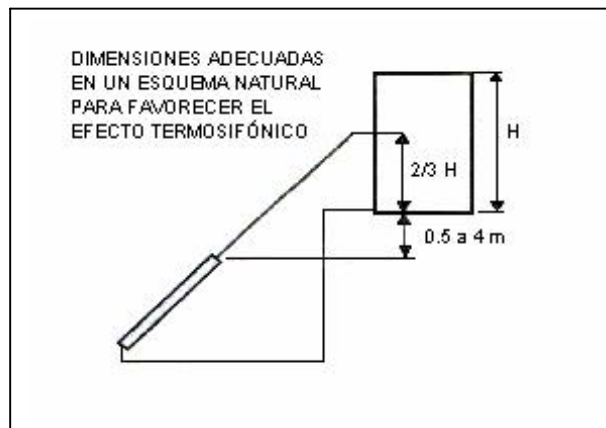


FIG. 46 ALTURA RECOMENDADA PARA FAVORECER EL EFECTO TERMOSIFÓN.

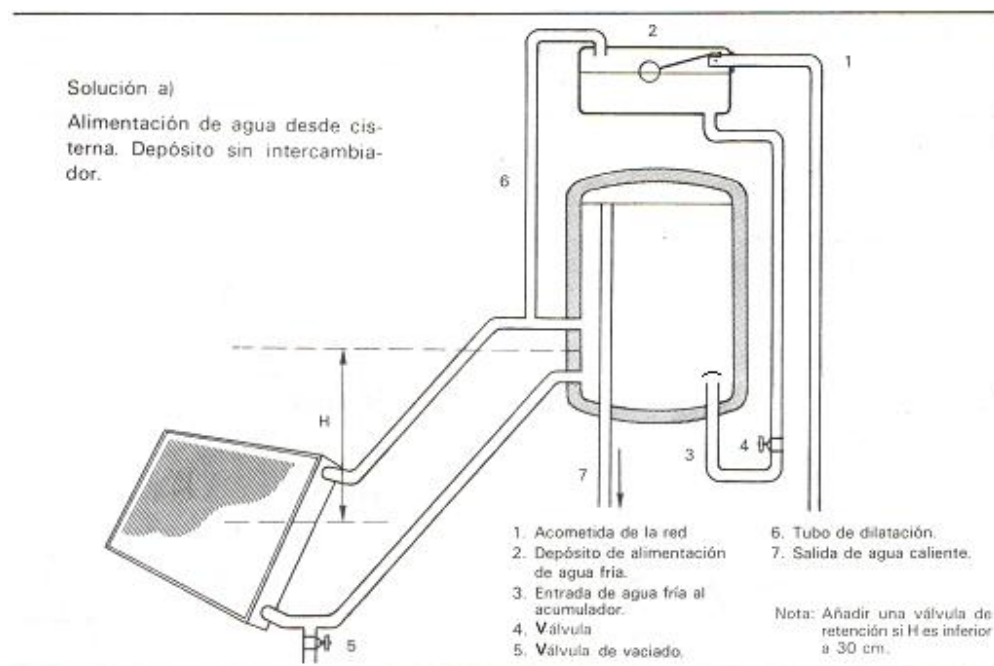


FIG. 47. ARREGLO CON ALIMENTACIÓN DE AGUA DESDE UNA CISTERNA.

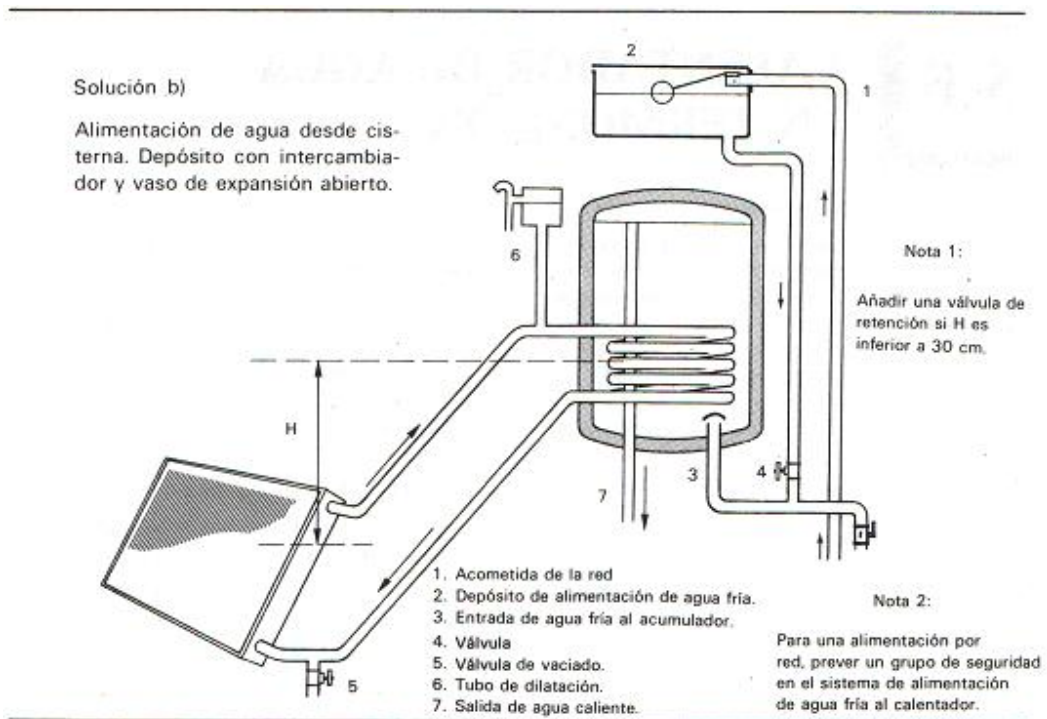


FIG. 48. ARREGLO ALIMENTACIÓN DE AGUA DESDE CISTERNA Y ACUMULADOR CON INTERCAMBIADOR.

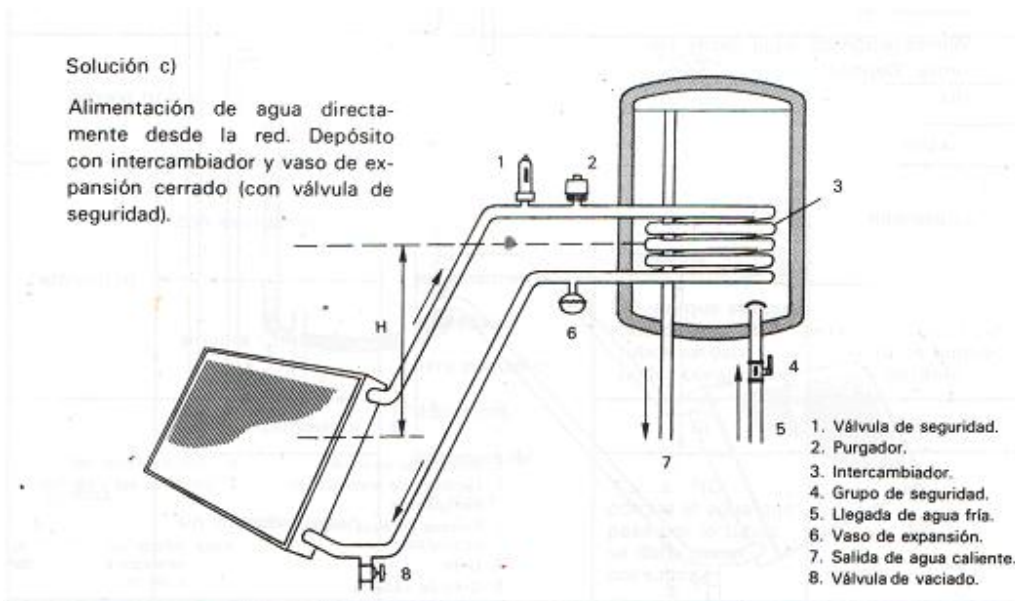


FIG. 49. ARREGLO ALIMENTACIÓN DE AGUA DESDE CISTERNA CON INTERCAMBIADOR Y VASO DE EXPANSIÓN ABIERTO.

5.4 MONTAJE DE UN EQUIPO SOLAR DOMESTICO (ESD) POR CIRCULACIÓN FORZADA.

En los montajes de circulación forzada para equipos sanitarios domésticos, una bomba de 15 a 20 W será casi siempre suficiente, deberá estar garantizada contra la corrosión del anticongelante y para trabajar a temperaturas alrededor de los 100 °C.

Debe tenerse el cuidado de que una vez colocada la bomba, ésta debe ponerse en marcha al menor régimen y velocidad posible. Si el flujo es demasiado rápido, el agua caliente que proviene solamente del colector tendrá poco tiempo para ceder sus calorías en el depósito; y por lo tanto regresará aún caliente al colector funcionando éste último con un rendimiento bajo. Si la circulación, por el contrario, fuese demasiado lenta, el colector alcanzará una temperatura demasiado alta.

Para solucionar estos inconvenientes, se puede acoplar una válvula para la regulación del caudal como se muestra en las figuras 50 y 51.

En el sistema de colector con bomba, también se necesitarán los siguientes accesorios:

Un vaso de expansión (con válvula de seguridad si es cerrado).

Un purgador.

Una llave de vaciado.

Una válvula de retención cuando el depósito esté por debajo del colector, ya que podría originarse un termosifón en sentido inverso.

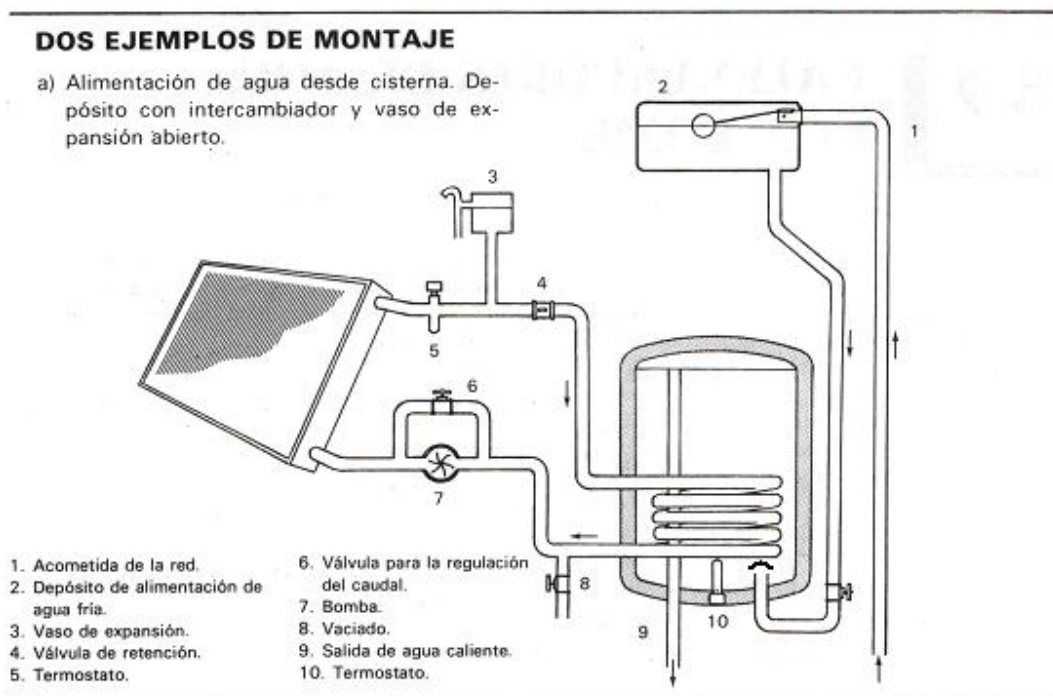


FIG. 50. ARREGLO CIRCULACIÓN FORZADA CON CISTERNA, INTERCAMBIADOR Y VASO DE EXPANSIÓN ABIERTO.

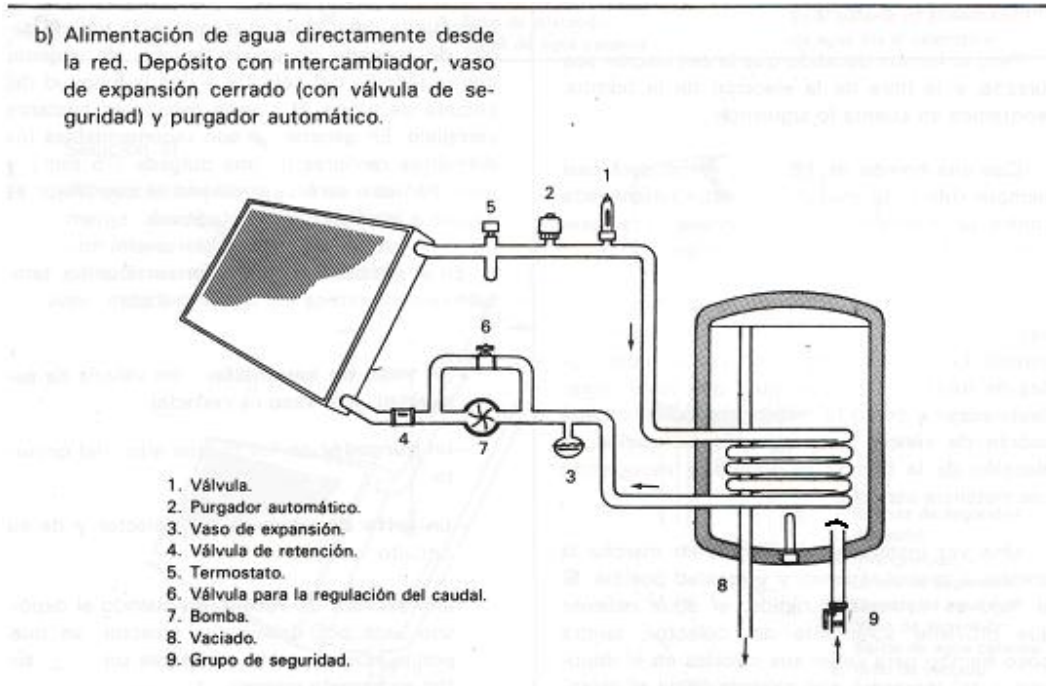


FIG. 51. ARREGLO CIRCULACIÓN FORZADA CON ALIMENTACIÓN DIRECTA DE LA RED, CON INTERCAMBIADOR Y VASO DE EXPANSIÓN CERRADO

5.5 ACOPLAMIENTO DE PANELES.

Los sistemas de acoplamiento deben estar equilibrados, porque el agua tiende a circular por el lugar más favorable, el caudal debe mantenerse parejo a través de cada colector. Por lo tanto, deben instalarse módulos (colectores) idénticos, incluso con rendimientos idénticos, para lograr una similitud de salto térmico entre la entrada en la parte baja del colector y la salida en su parte superior opuesta. La interconexión de los colectores depende, sobre todo, de la temperatura de uso que se precise y de la pérdida de presión que se suponga en el circuito inmediato. El acoplamiento según algunas organizaciones internacionales en materia de energía solar, debe hacerse en hileras paralelas y alineadas de igual número de unidades.

5.5.1 CONEXIONES EN PARALELO.

Como se observó, se deben ordenar las alineaciones en paralelo con la misma cantidad de paneles para evitar que circule predominantemente el flujo por los más benévolos, y que la temperatura de los demás se incremente peligrosamente y pierdan eficiencia, que se aconseja no exceder de los diez grados porque, más allá, los centrales trabajan con menos caudal.

Lo habitual es atribuir la tarea de amortización hidráulica a un retorno invertido; si no se procede de esta manera, es exigible instalar flujómetros y válvulas de equilibrado, conocidas con el nombre de retenedores. En el supuesto de módulos de elevado caudal, se deben prever tuberías de suministro y descarga con un diámetro superior a la de los colectores.

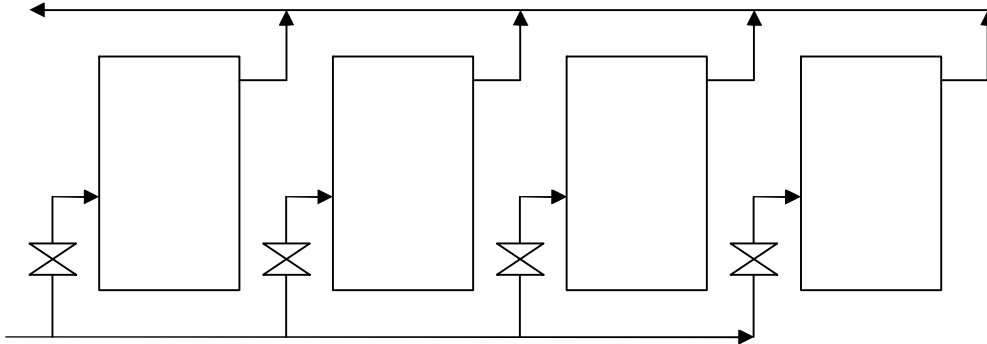


FIG. 52 INTERCONEXIÓN EN PARALELO CON VÁLVULAS DE EQUILIBRADO Y TUBERÍA EXTERIOR.

5.5.2 CONEXIÓN EN SERIE.

La disposición en serie está justificada para adquirir temperaturas por encima de los 50°C , a costa de un menor rendimiento y de necesitar, en ocasiones, mayor longitud de conductor. Aunque el caudal no varía entre cada placa, el salto térmico sí que difiere, pues, a medida que el fluido va recorriendo los captadores, su temperatura a la salida aumenta progresivamente y la eficiencia del último es bastante menor al tener más pérdidas; de ahí que se limite a un arreglo de tres paneles en serie por tres hileras en paralelo entre sí y tres paneles en paralelo por tres hileras en serie entre sí.

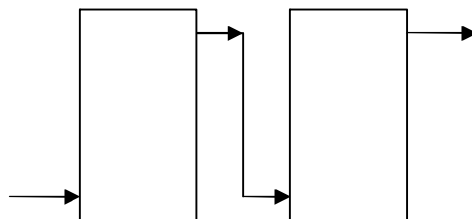


FIG. 53 INTERCONEXIÓN SENCILLA EN SERIE

5.6 ACS (AGUA CALIENTE SANITARIA) EN EDIFICIOS CASA HABITACIÓN.

En el caso de un bloque de viviendas existen dos posibilidades para la instalación de agua caliente sanitaria (ACS):

Una es con acumulador central en el que el agua caliente es acumulada en un depósito grande y de ahí se distribuye a la red de agua caliente del edificio. Se pueden presentar los inconvenientes en el tamaño del depósito

que requeriría un espacio amplio para su colocación, y el costo de la energía auxiliar se tendría que repartir por igual entre los vecinos y no en función del gasto de agua que realicen. Por lo anterior una segunda posibilidad puede eliminar estos inconvenientes si se colocan acumuladores individuales, así el acumulador central queda eliminado y de paso cada vecino puede tener un control directo sobre la utilización de agua caliente y el costo de energía auxiliar. La desventaja en esta solución es que la instalación sería más costosa.

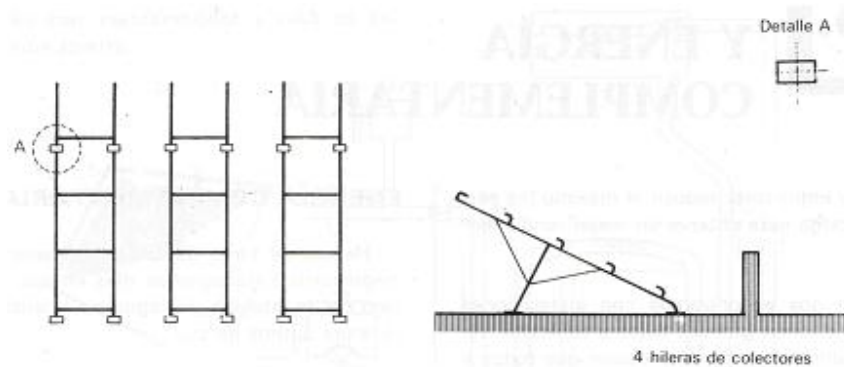


FIG. 54 COLOCACIÓN DE COLECTORES SOLARES EN AZOTEA.

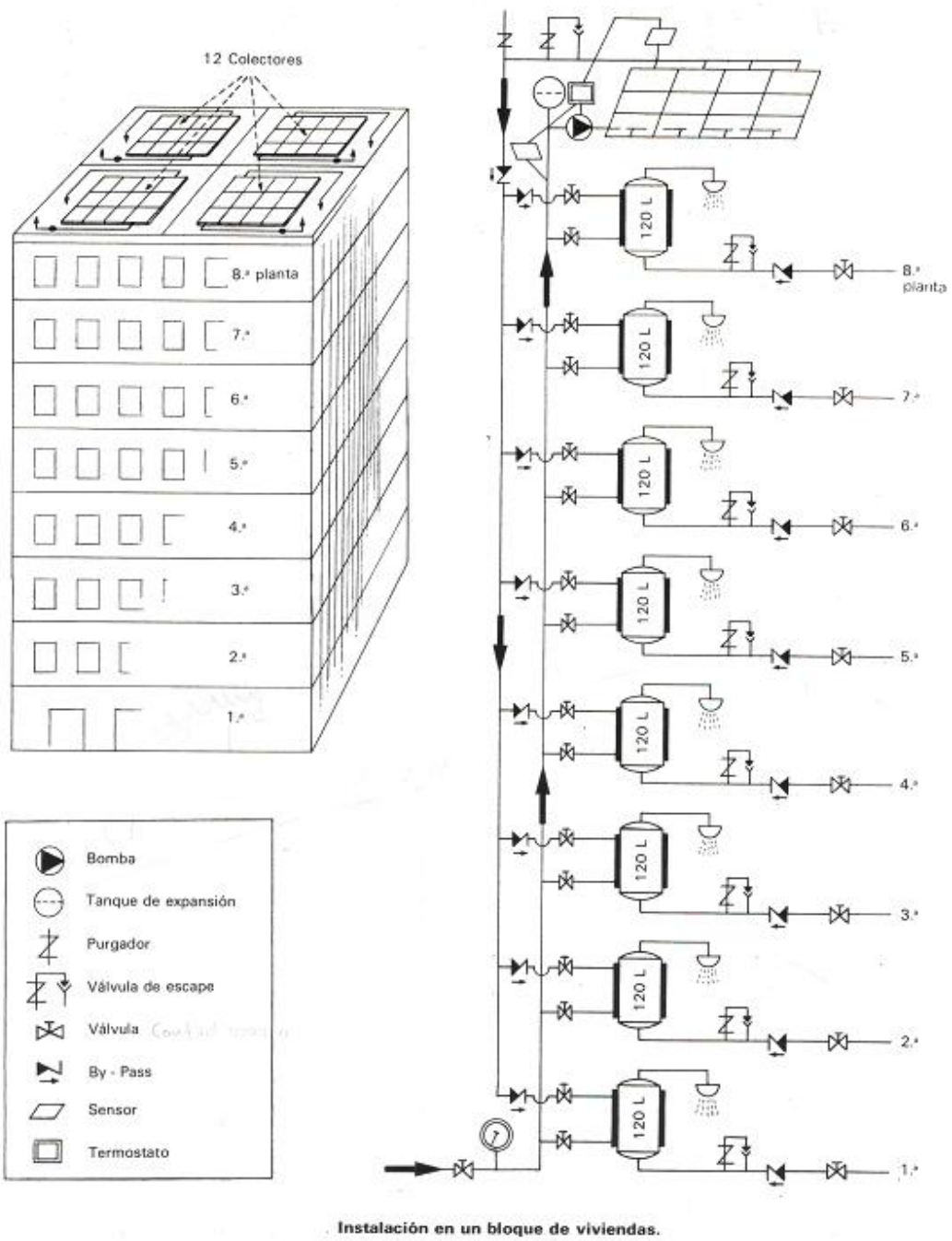


FIG. 55 INSTALACIÓN EN EDIFICIOS DE DEPARTAMENTOS



6. DISEÑO DE COLECTORES PLANOS.

6 DISEÑO DE COLECTORES PLANOS

6.1 PARÁMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO.

Son varios los parámetros más importantes en el diseño de un colector solar. Haciendo referencia a la figura 56, es importante conocer lo siguiente: el material de los tubos, el diámetro nominal y la longitud de los mismos, el número de tubos y el espaciamiento entre los mismos; el material, el espesor y el acabado superficial de la placa de absorción; el número y el tipo de cubiertas; el espesor y el tipo de aislante, el flujo de masa y el medio de trabajo (agua, aire, fluido orgánico, etc.); la inclinación del colector con respecto a la horizontal; etc. Todos estos parámetros tienen mayor o menor importancia en el diseño de un colector solar de acuerdo con el tipo de aplicación fototérmica a la que va a destinarse. Así, los niveles de temperatura que debe alcanzar el fluido de trabajo en el colector son sustancialmente distintos si se trata del calentamiento de agua para una piscina o alberca, del calentamiento de agua para consumo doméstico, de la calefacción y enfriamiento en un edificio, etc. En el caso del calentamiento del agua para una piscina, se requiere que sólo alcance una temperatura de aproximadamente 22 a 29°C, por lo que los colectores pueden tener un diseño muy simple. Similarmente, en el calentamiento de agua para consumo doméstico se requiere que se encuentre de 40 a 60°C. Por otra parte, en aplicaciones de calefacción y enfriamiento de ambientes, el medio de trabajo en los colectores solares debe alcanzar temperaturas del orden de 90 a 100°C.

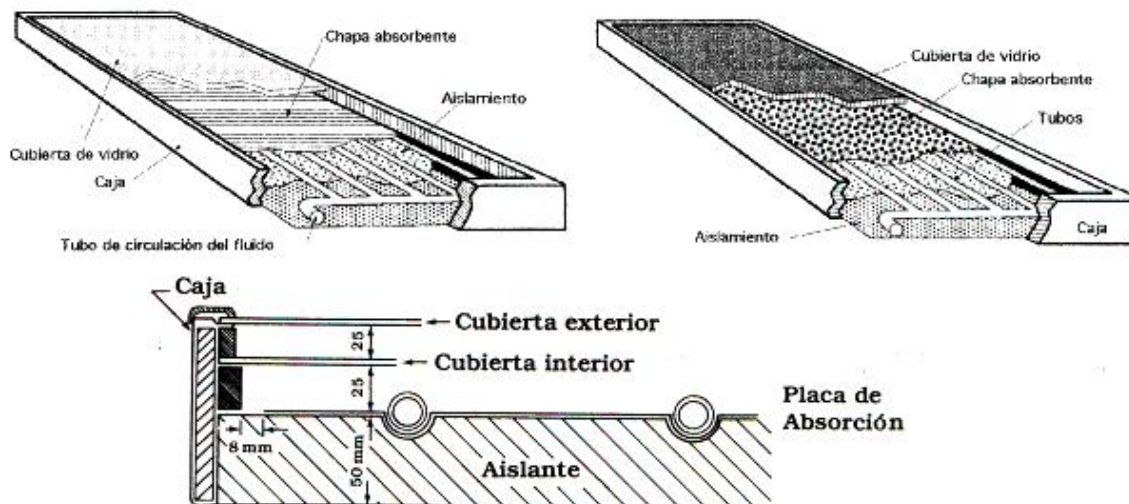


FIG. 56 ESTRUCTURA DEL COLECTOR Y CORTE TRANSVERSAL CON 2 CUBIERTAS DE VIDRIO.

Un parámetro sumamente importante en el diseño y evaluación de los colectores solares es el producto de la **transmitancia-absorbancia** ($\tau\alpha$) del conjunto cubierta placa de absorción. Como se muestra en la figura 57, una

fracción $\tau\alpha$ de la energía incidente sobre la cubierta del colector se absorbe en la placa de absorción. Mientras que una fracción $\tau(1 - \alpha)$ regresa de nuevo por reflexión, probablemente difusa, hacia la cubierta. Una cantidad $\tau(1 - \alpha)\rho_d$ se refleja de nuevo en la cubierta hacia la placa de absorción. En esta última se absorbe una fracción $\tau\alpha(1 - \alpha)\rho_d$ y el proceso continúa. Según este razonamiento:

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha + \tau\alpha(1 - \alpha)\rho_d + \tau\alpha(1 - \alpha)^2\rho_d^2 + \dots \quad \text{Ec. 32.}$$

$$(\tau\alpha) = \sum_{n=0}^{\infty} \left[\tau\alpha(1 - \alpha)\rho_d \right]^n \quad \text{Ec. 33.}$$

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad \text{Ec. 34.}$$

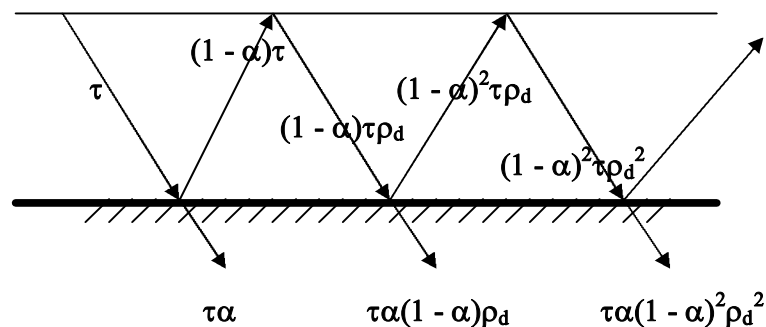


FIG. 57 ABSORCIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR EN UN COLECTOR.

Los otros parámetros de diseño pueden evaluarse por medio de los diferentes balances de energía que se presentan a continuación.

6.2 BALANCE DE ENERGÍA.

Un balance de este tipo en un colector solar plano indica que sólo una fracción de la radiación total incidente sobre aquél, H_{TA_C} puede utilizarse en el me-

dio de trabajo, dado que una parte se pierde hacia los alrededores por conducción, convección y re-radiación; otra se pierde por las características propias de reflexión de la cubierta y la placa de absorción, $(\tau\alpha)$; y una última puede ser almacenada en el colector mismo. La última parte es generalmente despreciable. El balance se puede expresar como:

$$H_T A_C (\tau\alpha) = q_{\text{útil}} + q_{\text{pérd.}} + \frac{du}{dt} \quad \text{Ec. 35.}$$

En donde A_C es el área efectiva del colector, $q_{\text{útil}}$ es el calor útil que es transportado hacia el fluido de trabajo, $q_{\text{pérd.}}$ son las distintas pérdidas de calor que ocurren en el colector, y du/dt es el cambio en la energía interna almacenada en el colector. Cabe recordar que este último término es despreciable generalmente.

La eficiencia del colector será la fracción del calor útil entre la energía solar incidente en el colector.

$$\eta_c = \frac{q_{\text{útil}}}{H_T A_C} \quad \text{Ec. 36.}$$

En la práctica, la eficiencia se determina experimentalmente en un intervalo de tiempo finito. Este período de tiempo puede ser de un día o más, en el caso de diseño. Así la eficiencia promedio sería:

$$\bar{\eta}_c = \frac{\int_0^t q_{\text{útil}} dt}{\int_0^t H_T A_C dt} \quad \text{Ec. 37.}$$

Observando la ecuaciones 35 y 37 se infiere que para calcular el calor útil y la eficiencia del colector solar es necesario determinar las pérdidas.

6.3 PÉRDIDAS DE CALOR.

Las pérdidas térmicas en un colector solar pueden expresarse por una relación de la forma:

$$q_{\text{pérd.}} = U_L A_C (T_p - T_a) \quad \text{Ec. 38.}$$

En donde U_L es el coeficiente total de pérdidas de calor, T_p es la temperatura promedio de la placa de absorción y T_a es la temperatura ambiente. En realidad la ecuación 38 es muy simple, pero la evaluación numérica del coeficiente total de transferencia de calor requiere de un cuidado especial. El cálculo requiere de un análisis detallado de todas las distintas pérdidas de calor. En el modelo que se presenta a continuación se harán los siguientes supuestos:

1. El colector opera en régimen permanente .
2. La diferencia de temperatura entre la parte superior y la inferior de la placa de absorción, es despreciable.
3. El flujo de calor a través de las cubiertas y el fondo del colector es unidimensional.
4. La irradiación sobre la superficie del colector es uniforme.
5. El firmamento se comporta para los efectos de radiación infrarroja como un cuerpo negro a una temperatura equivalente.

La figura 59 muestra el circuito térmico de un colector solar con dos cubiertas, y su equivalente. En este diagrama se supone que las temperaturas de la placa de absorción y de las cubiertas son uniformes. Con referencia al fondo del colector, R_1 y R_2 en la red constituyen, respectivamente, las resistencias a la conducción a través del aislante ($R_1 = \ell' / k_a$), y a la convección hacia el ambiente ($R_2 = 1/h_f$). Cabe apuntar que esta última resistencia es usualmente muy pequeña con respecto a la de conducción en un colector bien aislado. Por lo tanto la conductancia térmica para el fondo del colector es:

$$U_{\text{fondo}} = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{\ell'} \quad \text{Ec. 39.}$$

Donde k_a es la conductividad térmica del aislante y ℓ' es su espesor.

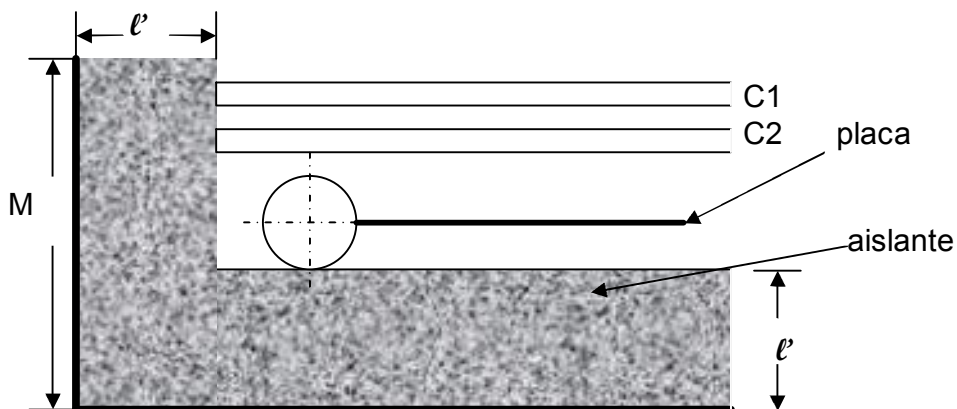


FIG. 58 DIMENSIONES DEL AISLANTE DEL COLECTOR.

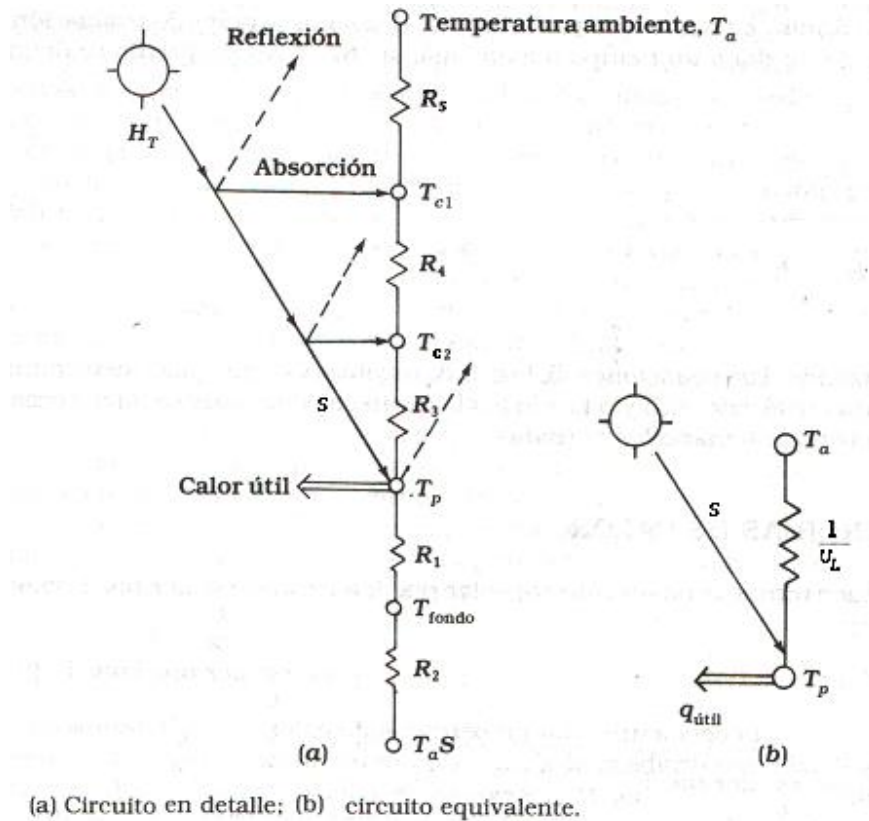


FIG. 59 CIRCUITO TÉRMICO PARA UN COLECTOR PLANO CON DOS CUBIERTAS.

La conductancia para la parte superior del colector puede evaluarse determinando las resistencias térmicas R_3 , R_4 y R_5 . El calor se transfiere entre la placa y la cubierta inferior, así como entre las dos cubiertas por convección y radiación en forma paralela. Los mismos mecanismos de transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta exterior hacia el aire del ambiente y el firmamento. El calor transferido entre la placa de absorción y la cubierta puede determinarse según Manrique⁽⁶⁾ como:

$$q''_{p-c2} = \bar{h}_{c2} (T_p - T_{c2}) + \frac{\sigma (T_p^4 - T_{c2}^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1}$$

Ec. 40.

Donde

—
 h_{c2} = coeficiente de transferencia de calor entre la placa y la segunda cubierta.

ϵ_p = emitancia infrarroja de la placa.

ϵ_{c2} = emitancia infrarroja de la cubierta interior.

σ = constante de Stefan-Boltzman

q''_{p-c2} = calor transferido entre la placa de absorción y la cubierta interior.

T_p = temperatura de la placa de absorción.

T_{c2} = temperatura de la cubierta interior.

Alternativamente,

$$q''_{p-c2} = (\bar{h}_{c2} + h_{r2}) (T_p - T_{c2}) = \frac{T_p - T_{c2}}{R_3}$$

Ec. 41

donde:

$$h_{r2} = \frac{\sigma (T_p + T_{c2}) (T_p^2 + T_{c2}^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1}$$

Ec. 42

De la misma manera considerando las dos cubiertas:

$$q''_{c2-c1} = (\bar{h}_{c1} + h_{r1}) (T_{c2} - T_{c1}) = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{R_4}$$

Ec. 43

donde

$$h_{r1} = \frac{\sigma (T_{c1} + T_{c2}) (T_{c1}^2 + T_{c2}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{c2}} + \frac{1}{\epsilon_{c1}} - 1}$$

Ec. 44.

\bar{h}_{c1} = coeficiente de transferencia de calor entre las dos cubiertas
 ϵ_{c1} = emitancia infrarroja de la cubierta exterior.
 T_{c1} = temperatura de la cubierta exterior.
 q''_{c2-c1} = calor transferido entre la cubierta interior y la exterior.

Es de mencionar que la resistencia R_3 puede incrementarse sustancialmente disminuyendo el coeficiente de transferencia de calor h_{r2} . Esto se puede lograr si ϵ_p adquiere valores pequeños, como en el caso de las superficies selectivas.

Por último para evaluar la resistencia R_5 J. A. Manrique⁽⁶⁾ propone la siguiente relación para evaluar el intercambio de calor entre la cubierta exterior y la bóveda celeste:

$$\begin{aligned}
 q''_{c2-amb} &= h_{c\infty} (T_{c1} - T_a) + \sigma \epsilon_{c1} (T_{c1}^4 - T_{firm}^4) \\
 &= (h_{c\infty} + h_{r_{firm}}) (T_{c1} - T_a) = \frac{T_{c1} - T_a}{R_5}
 \end{aligned}$$

Ec. 45.

donde

$$h_{r_{firm}} = \sigma \epsilon_{c1} (T_{c1} + T_{firm}) (T_{c1}^2 + T_{firm}^2) \frac{T_{c1} - T_{firm}}{T_{c1} - T_a}$$

Ec. 46.

$h_{c\infty}$ = coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire ambiental.

T_{firm} = temperatura efectiva del firmamento.

T_a = temperatura ambiente.

$q''_{c1-amb.}$ = calor transferido entre la cubierta exterior y el ambiente.

Existen varios modelos para evaluar la temperatura equivalente del firmamento como cuerpo negro. Así, Swinbank⁽⁹⁾ relaciona la temperatura del firmamento con la del ambiente mediante la siguiente ecuación.

$$T_{firm} = 0.0552 T_a^{1.5}$$

Ec. 47.

Donde T_{firm} y T_a están en $^{\circ}\text{K}$. De modo similar, Willier⁽¹²⁾ propone la siguiente relación:

$$T_{\text{firm}} = T_a - 6 \quad \text{Ec. 48.}$$

Como, por fortuna, el coeficiente total de transferencia de calor por la parte superior del colector no es afectado significativamente por la ambigüedad de los resultados que aportan las ecuaciones para el cálculo de T_{firm} , la aproximación $T_a = T_{\text{firm}}$ es aceptable en todos los cálculos.

De la combinación de las expresiones anteriores puede calcularse el coeficiente total de transferencia de calor para la parte superior del colector, como:

$$U_{\text{SUP.}} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} \quad \text{Ec. 49.}$$

Las pérdidas de calor a través de los lados del colector pueden evaluarse de manera similar. Si el perímetro del colector es P , la altura de este es M y el espesor del aislante por los lados de la placa de absorción es ℓ' ,

$$q_{\text{lados}} = U_{\ell} A_{\ell} \Delta T = \frac{k_{\text{a}} MP \Delta T}{\ell'} \quad \text{Ec. 50.}$$

Donde A_{ℓ} es el área total de los lados del colector y se obtiene del producto MP .

O bien, por unidad de área de colector, $q''_{\text{lados}} = q_{\text{lados}}/A_c$. Esto es,

$$U_{\ell} = \frac{k_{\text{a}} MP}{\ell' A_c} \quad \text{Ec. 51.}$$

Por lo tanto, para todo el colector,

$$U_L = U_{\text{fondo}} + U_{\text{SUP.}} + U_{\ell} \quad \text{Ecc. 52.}$$

La evaluación de las diferentes conductancias térmicas para determinar $U_{\text{sup.}}$ requiere de una solución iterativa, dado que los distintos coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación dependen de las temperaturas de la placa y de la cubierta, y esta última no se conoce a priori. Este procedimiento puede simplificarse un poco si se usa la ecuación de Hottel, Woertz y Lein⁽¹²⁾, que en 1973 propusieron tal relación para determinar el coeficiente total de transferencia en la parte superior de un colector cuando el ángulo de inclinación es igual a 45° con N cubiertas del mismo material, con un error menor que $\pm 0.2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Esta ecuación da resultados bastante exactos para temperaturas entre $40 \text{ }^\circ\text{C}$ y $130 \text{ }^\circ\text{C}$. Es de la forma:

$$U_{\text{SUP. } 45^\circ} = \left(\frac{N}{(344/T_p)(T_p - T_a)/(N+f)^{0.31} + \frac{1}{\bar{h}_v}} \right)^{-1} + \left(\frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\epsilon_p + 0.0425N(1 - \epsilon_p)]^{-1} + \frac{2N+f-1}{\epsilon_c} - N} \right)^{-1} \quad \text{Ec. 53.}$$

En donde

$$f = (1 - 0.04\bar{h}_v + 0.0005\bar{h}_v^2)(1 + 0.058N) \quad \text{Ec. 54.}$$

Donde N =número de cubiertas de un mismo material y \bar{h}_v es el coeficiente de transferencia de calor por convección debido al aire soplando sobre una cubierta o placa expuesta precisamente al viento. Este coeficiente de calor puede ser calculado con la relación de McAdams⁽⁶⁾ de la forma siguiente:

$$\bar{h}_v = 5.7 + 3.8\bar{V}$$

Ec. 55.

Con un aire soplando sobre la placa.

En donde la velocidad del viento \bar{V} está en m/s y \bar{h}_v en $W/m^2 \text{ } ^\circ K$.

Para calcular U_{sup} a cualquier ángulo s se tiene:

$$\frac{U_{SUP.}}{U_{SUP.45^\circ}} = 1 - (s - 45)(0.00259 - 0.00144 \epsilon_p)$$

Ec. 56.

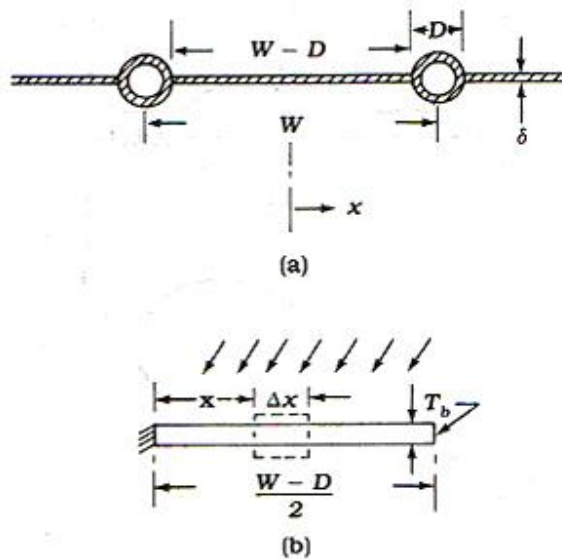
Estas ecuaciones se han desarrollado con coeficientes de pérdida hacia arriba en cubiertas de cristal que son opacas a las radiaciones de onda larga. Si se utiliza un material plástico para sustituir una o más cubiertas, debe modificarse la ecuación porque las cubiertas de plástico no son opacas a las radiaciones de onda larga. Finalmente es poco recomendable usar cubiertas de plástico por la razón de que se deterioran fácilmente con el sol y por tanto, pierden su transparencia no dejando pasar los rayos solares al interior del colector.

6.4 CALOR ÚTIL

Es de resaltar que el coeficiente total de transferencia de calor en un colector y sus pérdidas correspondientes pueden ser evaluados mediante las ecuaciones 38 y 52. Pero estas expresiones suponen que la temperatura promedio de la placa de absorción es conocida. Dado que en realidad no se conoce, es posible evaluar el calor útil en términos de la temperatura del fluido a la entrada del colector. Además la temperatura de la placa está cambiando con el tiempo, debido a que es función de variables que también cambian constantemente con el tiempo, como la temperatura ambiente y la radiación solar por ejemplo. Existe una ecuación del calor útil que permite evaluarlo de una manera más correcta. Esta ecuación queda en función de un factor de eficiencia

global F_R y de la temperatura del fluido. Para evaluar F_R se requiere de un análisis más detallado. Porque para poder evaluar F_R , deben evaluarse otros dos factores de eficiencia como son el factor de eficiencia de la aleta F , y el factor de eficiencia de la sección F' (del tubo). F' está relacionado con el calor útil por unidad de longitud que se transfiere al fluido de trabajo por conducción desde la placa y por radiación.

Un balance de energía en la placa de absorción representada esquemáticamente en la fig. 60 indica que, para un plano perpendicular al flujo en la tubería,



(a) Configuración y dimensiones; (b) volumen de control.

FIG. 60 BALANCE DE ENERGÍA EN LA PLACA DE ABSORCIÓN.

$$q'' \delta_x - q'' \delta_{x+\Delta x} + S \Delta x - U_L (T - T_a) \Delta x = 0$$

Ec. 57.

En donde δ es el espesor de la placa de absorción y $S = H_T(\quad)$, es decir, la energía incidente en el colector por unidad de área. Dividiendo la expresión entre Δx y haciendo tender Δx a cero, se obtiene que

$$\delta \frac{dq''}{dx} + S - U_L (T_p - T_a) = 0$$

Ec. 58.

Notando que

$$q'' = -k \frac{dT}{dx}$$

Ec. 59.

$$-\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T_p - T_\infty - \frac{S}{U_L} \right)$$

Ec. 60.

Esta ecuación diferencial requiere de dos condiciones de frontera.
Por simetría,

$$\frac{dT}{dx} = 0$$

En $x=0$

Ec. 61.

Si por el momento se supone que la temperatura de la placa en la vecindad del tubo T_b es conocida,

$$T = T_b \quad \text{en } x=0$$

$$x = \frac{W-D}{2}$$

Ec. 62.

Resolviendo el conjunto de ecuaciones 60 y 61 se obtiene que,

$$\frac{T - T_{\infty} - S/U_L}{T_b - T_{\infty} - S/U_L} = \frac{\cosh mx}{\cosh m(W-D)/2} \quad \text{Ec. 63a.}$$

donde $m^2 = U_L/k$ Ec. 63b.

La ecuación anterior permite conocer la variación de temperatura en la placa de absorción a lo largo de x , para cualquier posición y a lo largo del flujo.

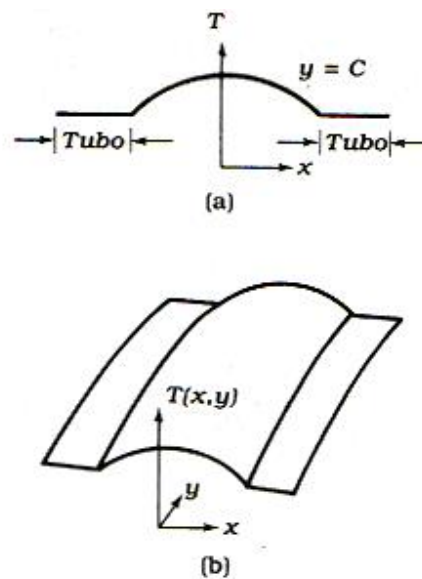


FIG. 61 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN LA PLACA DE ABSORCIÓN

Como es lógico se observa en la figura 61 que el máximo de la temperatura ocurre entre los tubos adyacentes. Por la ecuación 58 puede calcularse ahora el calor por unidad de longitud que fluye por conducción a lo largo de la placa de absorción hacia el tubo. De tal manera que:

$$q'_{\text{cond.}} = -2k\delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{(w-D)/2} = (W-D)[S - U_L(T_b - T_{\infty})] \frac{\tanh m(W-D)/2}{m(W-D)/2} \quad \text{Ec. 64.}$$

La ecuación 64 es precisamente el calor que fluye por conducción a lo largo de la aleta hacia al tubo.

Definiendo el factor de eficiencia para la aleta, la ecuación puede convertirse en:

$$q'_{\text{cond.}} = (W - D)F[S - U_L(T_b - T_a)]$$

Ec. 65.

En donde el factor de eficiencia de la aleta es igual a:

$$F = \frac{\tanh m(W - D)/2}{m(W - D)/2}$$

Ec. 66.

La figura 62 muestra la variación de la eficiencia de la aleta F como función del parámetro $m(W - D)/2$.

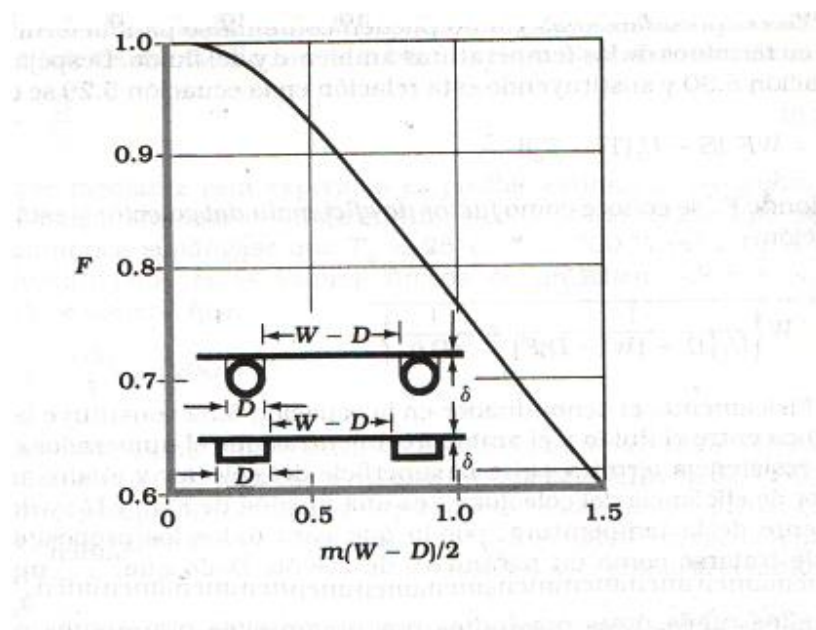


FIG. 62 VARIACIÓN DE LA EFICIENCIA F CON RESPECTO AL PARÁMETRO $m(W - D)/2$.

Dado que el tubo también recibe radiación solar por la parte superior, este calor es igual a:

$$q'_{\text{rad.}} = D [S - U_L (T_b - T_a)] \quad \text{Ec. 67.}$$

En consecuencia el calor útil que eventualmente debe ser transferido al fluido de trabajo es la suma del calor de conducción (ecuación 60), más el calor por radiación solar que el tubo recibe directamente (ecuación 62); por lo tanto el calor útil queda expresado como:

$$q'_{\text{util.}} = [(W - D)F + D][S - U_L (T_b - T_a)] \quad \text{Ec. 68.}$$

El calor que recibe el fluido de trabajo puede ser expresado en términos de la resistencia térmica de convección que presenta la interfase tubo-fluido,

$$q'_{\text{util.}} = \pi D_i h_f (T_b - T_f) \quad \text{Ec. 69.}$$

En donde T_f es la temperatura del fluido en cualquier posición, D_i es el diámetro interior del tubo, y h_f es el coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfase tubo-fluido. En la expresión anterior se ha considerado que la resistencia a la conducción en la pared metálica del tubo, así como cualquier resistencia de contacto que pudiera existir entre la placa de absorción y el tubo son despreciables. Esta última resistencia sólo es importante en los colectores de bajo funcionamiento térmico, en que la placa y el tubo se encuentra débilmente adheridos entre sí.

Las ecuaciones 68 y 69 pueden combinarse para determinar el calor útil en términos de las temperaturas ambiente y del fluido. Despejando T_b en la ecuación 68 se obtiene que:

$$q'_{\text{util.}} = WF'[S - U_L (T_f - T_a)] \quad \text{Ec. 70.}$$

En donde F' es el factor de eficiencia del colector y esta dado por la relación:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left\{ \frac{1}{U_L[(W-D)F + D]} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right\}} \quad \text{Ec. 71.}$$

Es de mencionar que h_f que es el coeficiente de transferencia de calor en la interfase tubo-fluido, se puede encontrar fácilmente en tablas o gráficas apropiadas, conociendo el flujo y el diámetro nominal del tubo. El factor de eficiencia del colector F' es una función de F , $h_f U_L$; y depende ligeramente de la temperatura, por lo que para todos los propósitos prácticos puede tratarse como un parámetro de diseño. Dado que la temperatura del fluido T_f en la ecuación 70 depende de la distancia axial. Un balance de energía en el fluido mismo indica que:

$$\dot{m}_t i \Big|_y - \dot{m}_t i \Big|_{y+\Delta y} + WF'[S - U_L(T_f - T_a)]\Delta y = 0 \quad \text{Ec. 72.}$$

En donde \dot{m}_t es el flujo de masa por cada tubo e i es su entalpía. Dividiendo la expresión anterior entre Δy , y haciendo tender Δy a cero y notando que $C_p = di/dT_f$,

$$\dot{m}_t c_p \frac{dT_f}{dy} + WF'[S - U_L(T_f - T_a)] = 0 \quad \text{Ec. 73.}$$

por otra parte

$$T_f = T_{\hat{e}} \text{ en } y=0 \quad \text{Ec. 74.}$$

Donde T_{fe} es la temperatura del fluido a la entrada de colector. Resolviendo la ecuaciones 68 y 69 se tiene que:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp(-U_L W F' y / \dot{m}_t c_p) \quad \text{Ec. 75.}$$

De la expresión anterior puede calcularse la temperatura del fluido en cualquier posición y . Si los tubos del colector tienen una longitud L ,

$$\frac{T_{fs} - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp(-U_L W F' L / \dot{m}_t c_p) \quad \text{Ec. 76.}$$

Donde T_{fs} es la temperatura del fluido a la descarga del colector. Una condición límite de interés es cuando $L \rightarrow \infty$ o bien $\dot{m}_t \rightarrow 0$. En estas condiciones,

$$T_{fs, \max} = T_a + S/U_L \quad \text{Ec. 77.}$$

Este valor es de suma importancia en la selección de materiales que constituyen un colector. Si bien es cierto que la eficiencia térmica del colector es igual a cero a esta temperatura, su importancia fundamental estriba en que, en condiciones estacionarias (flujo igual a cero), la temperatura que puede alcanzarse en el interior del colector sobrepasaría el límite de operación de alguna de sus partes: aislante, empaques, etc.

Otro parámetro que relaciona el calor útil que se obtiene efectivamente en el colector, es el factor de remoción de calor, llamado también

factor de eficiencia global del colector (F_R). Este factor se obtiene de un balance de energía en el propio fluido de trabajo. F_R en el colector es definido como:

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p (T_{fs} - T_{fe})}{A_c [S - U_L (T_{fe} - T_a)]}$$

Ecc. 78.

En donde \dot{m} es el flujo de masa que se hace pasar a través del colector. Reacomodando algebraicamente,

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_c U_L} \left[1 - \frac{S/U_L - (T_{fs} - T_a)}{S/U_L - (T_{fe} - T_a)} \right]$$

Ec. 79.

sustituyendo la ecuación 76 en la 79, se obtiene:

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_c U_L} \left[1 - \exp(-U_L F' A_c / \dot{m} c_p) \right]$$

Ec. 80.

Por lo tanto, en términos del factor global de eficiencia del colector o factor de remoción del calor, el calor útil es:

$$q_{\text{util.}} = A_c F_R [S - U_L (T_{f_e} - T_a)]$$

Ecc. 81.

La ecuación 76 puede interpretarse gráficamente si se dividen ambos miembros de la ecuación por el término $H_T A_c$, de tal manera que:

$$\eta_c = F_R (\tau \alpha) - F_R U_L \frac{T_{f_e} - T_a}{H_T}$$

Ecc. 82.

Si F_R y U_L se suponen constantes, la ecuación 77 tiene la forma de una recta en coordenadas η_c y $(T_{f_e} - T_a)/H_T$. Es de mencionar que la recta corta al eje de las ordenadas en un valor $F_R(\tau \alpha)$, y la magnitud de su pendiente es igual a $F_R U_L$.

Los pasos a seguir en el diseño de un colector pueden resumirse de la siguiente manera:

1. Se supone la temperatura promedio en la placa de absorción del colector (\bar{T}_p).
2. Se calcula el coeficiente total de transferencia de calor U_L .
3. Se evalúa el factor de eficiencia del colector para la configuración geométrica en cuestión F' .
4. Se determina la eficiencia global del colector o factor de remoción de calor F_R ; o se puede también determinar la temperatura del fluido a la descarga T_{f_e} .
5. Se calcula el calor útil en el colector y la eficiencia del mismo.
6. Se verifica el valor supuesto de la temperatura promedio de la placa (\bar{T}_p). Que puede lograrse por el balance de energía:

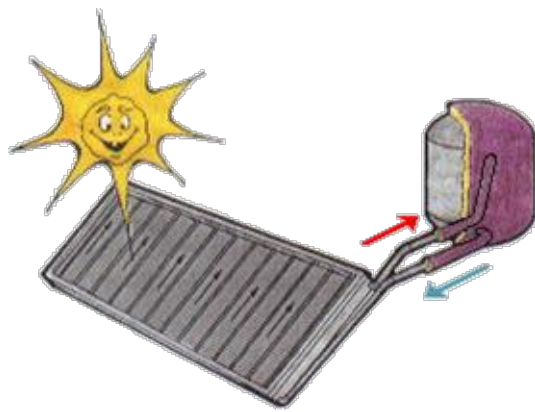
$$q_{\text{util.}} = \dot{m} c_p (T_{f_e} - T_{f_i}) = \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_f}{\frac{1}{n \pi D_i L h_f}}$$

Ec. 83.

en donde n es el número de tubos en el colector y

$$\bar{T}_f = \frac{1}{L} \int_0^L T_f dy = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} = T_{fe} + \frac{q_{util.}/A_c}{U_L F_R} \left[1 - \frac{F_R}{F'} \right] \quad \text{Ec. 84.}$$

La iteración propuesta en el procedimiento del 1 al 6 se repite hasta que coincidan los valores supuesto y calculado de \bar{T}_p . En algunos cálculos es necesario evaluar el coeficiente de transferencia de calor h_f a la temperatura \bar{T}_f . En estas circunstancias también se hace necesario suponer y verificar los valores de temperaturas \bar{T}_f (la promedio).



7. ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA.

7 ALMACENAMIENTO DE ENERGIA.

7.1 SISTEMAS PASIVOS.

Debido al día y la noche la energía solar es discontinua, inclusive durante el día se pueden presentar condiciones climáticas que mantengan ausente esta energía. Por lo anterior es necesario que prácticamente todos los procesos de conversión fototérmica requieran de un sistema de almacenamiento de energía. Este sistema de almacenamiento deberá conservar el exceso de energía que existe durante los días soleados.

El almacenamiento de energía en un sistema pasivo se basa en una concepción diferente de la obra de construcción. Toda ella se convierte en un colector solar, y utiliza directa e instantáneamente, sin circulación forzada de fluido, las aportaciones solares. Estos almacenes de energía se encuentran incorporados a los distintos componentes del edificio: elementos estructurales como el piso, y las paredes, recipientes con agua en la pared sur o en el techo, etc. En este caso se requieren grandes volúmenes debido a que las temperaturas de almacenamiento son relativamente bajas –generalmente menores a los 40⁰C -. Si se permite que la temperatura del ambiente interior de una casa o edificio fluctúe entre los 18 ⁰C y los 23 ⁰C a lo largo del día, los distintos elementos del edificio pueden absorber energía durante el período de soleamiento, y posteriormente cederla durante la tarde o noche. Así, un piso de concreto de 120 m² y 15 cm de espesor, expuesto al sol, puede almacenar aproximadamente 194 MJ de energía con un incremento de temperatura igual a 5 ⁰C, lo suficiente para suministrar toda la carga térmica de una casa habitación bien aislada. Obviamente el piso debe estar expuesto a la radiación solar tanto como sea posible y estar aislado térmicamente.

Por otra parte, algunos recipientes de agua, aunque no son elementos estructurales, también pueden emplearse para almacenar energía en una construcción. La ventaja del agua sobre el concreto o ladrillo estriba en la mayor capacidad térmica que tiene ésta respecto a los últimos. Es decir, el agua puede almacenar en el mismo volumen más del doble de la energía.

Los siguientes datos muestran las propiedades más importantes de algunos materiales empleados para almacenar energía.

MATERIAL	Densidad kg/m ³	Calor específico kJ/kg ⁰ C
Agua	1000	4.186
Acero	7853	0.50
Roca o piedra	2724	0.88
Concreto	2244	0.96
Ladrillo	2244	0.84
Arena	1522	0.80
Pino o abeto	433	2.80
Arcilla	1010	0.92

TABLA VII DENSIDAD Y CALOR ESPECÍFICO DE MATERIALES PARA ALMACENAR ENERGIA.

7.2 SISTEMAS ACTIVOS

Estos sistemas se basan en el empleo de colectores solares, colocados sobre las fachadas del edificio, a fin de captar y luego almacenar energía del sol. Un fluido (aire o agua) es el vehículo de la energía recibida, que después de ser almacenada en los depósitos, se distribuye a través de los radiadores, de los convectores, o de los suelos o parquets radiantes.

El medio de almacenamiento depende en gran medida del tipo de colector empleado. Así, el medio de almacenamiento más usado es el agua si en los colectores se hace circular un líquido. Similarmente, si en los colectores circula aire, el medio de almacenamiento será un banco de rocas o piedras, sales eutécticas, etc.

Analizando los datos de la tabla anterior se desprende que el agua puede almacenar casi cinco veces más energía ($4.186 \text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$) que la que puede almacenar la misma masa de roca o piedra ($0.88 \text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$). Por otra parte, con 30% de espacio vacío entre las piedras, un sistema de almacenamiento con rocas requiere del orden de dos y media veces más volumen ($2\,724 \times 0.88 \times 0.7 = 1\,677.98 \text{ kJ/m}^3\cdot^{\circ}\text{C}$) que un tanque de agua que almacene la misma cantidad de energía ($4\,186 \text{ kJ/m}^3\cdot^{\circ}\text{C}$) con el mismo incremento de temperatura. Debe apuntarse, sin embargo, que el almacenamiento de energía en rocas no presenta los problemas de corrosión y resistencia que implican usualmente los tanques con agua.

En general, el fluido calentado con energía solar debe entrar al tanque de almacenamiento por la parte superior de éste, dada la estratificación que se presenta. Similarmente, el aire o el agua debe regresar al colector por la parte inferior. En algunas ocasiones, tratándose de sistemas líquidos, se hace necesario emplear intercambiadores de calor para evitar el contacto físico directo del fluido en el colector o red de distribución, con el del tanque de almacenamiento.

Cuanto mayor sea la temperatura que pueda alcanzar el medio de almacenamiento, tanto menor será el tamaño del sistema. Por ejemplo, 1 000 litros de agua pueden almacenar aproximadamente 84 MJ de energía cuando la temperatura del agua se incrementa de 30°C a 50°C y 168 MJ cuando la temperatura varía de 30°C a 70°C . Nótese que se requieren aproximadamente 2.5 m^3 de rocas para almacenar la misma cantidad de energía con los mismos incrementos de temperatura.

A primera vista se pretendería diseñar el sistema de almacenamiento a la mayor temperatura posible. Sin embargo, debe recordarse que la eficiencia de los colectores disminuye a medida que aumenta la temperatura de operación en éstos.

Como regla de tipo práctico, el tamaño apropiado de un sistema de almacenamiento activo es del orden de $300 \text{ kJ}/^{\circ}\text{C m}^2$ de área de colector (o en el intervalo de 200 a 400 kJ). En otras palabras, 75 lit de agua por m^2 de área de colector (o en el intervalo de 50 a 100 lit/m^2).

Obviamente todo sistema de almacenamiento de energía debe encontrarse perfectamente aislado para disminuir las pérdidas de calor hacia los alrededores.

En el mercado existen variedad de acumuladores para agua, normalmente vitrificados por el interior, con doble envoltura y aislamiento de poliuretano inyectado para limitar las pérdidas, y un acabado exterior de chapa esmaltada. Además de válvula de seguridad, protección catódica y una resistencia-eléctrica con termostato para apoyo de energía auxiliar, suelen llevar incorporados regulador por termostato exterior, interruptores de selección estacional y manómetro o termómetro. Los modelos individuales normales para agua caliente tienen un volumen de 60 a 155 litros (50 a 115 kg) y los medianos, de 200 a 700 (135 a 300 kg); en los grandes, varía de 750 a 7000 litros (1730 kg), e incluso hasta 12000 (5505 kg) los de posición horizontal.

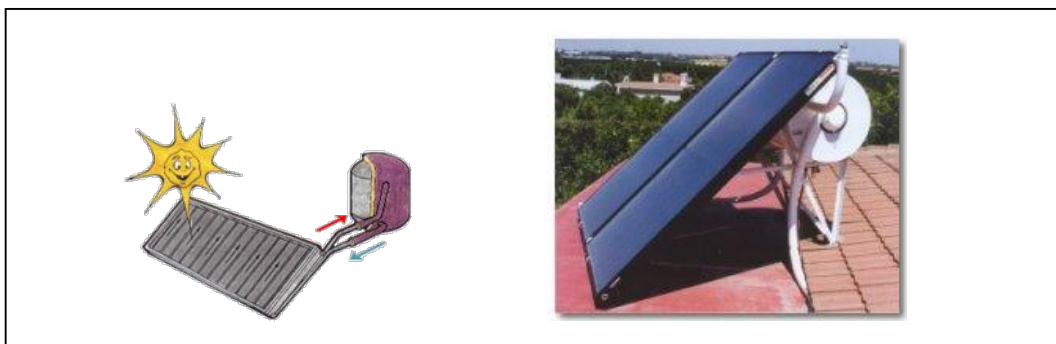


FIG 63. ACUMULADORES PARA AGUA.

7.3 TEMPERATURA DE CONSUMO.

Es un hecho que la temperatura de distribución (la temperatura del agua de las tuberías que conducen a las llaves o regaderas, T_{dis}), está ligeramente por debajo de la esperada (la temperatura a la salida de todo el sistema térmico T_{esp}). Por otro lado la temperatura de uso (aquella a la que ha de salir el agua en los puntos de consumo T_{uso}), es menor que la de distribución, causa de las pérdidas de calor durante el trayecto. En los casos que no sea así debe mezclarse con el agua fría.

Como se ha dicho, la temperatura que se espera al final de la red de distribución de agua caliente es menor que la que sale del equipo de producción. Cuanto más se modere el nivel, más rendirá la instalación solar.

Para satisfacer las funciones domésticas sin afectar al rendimiento del sistema, un diseño que proporcione una temperatura de 60°C es suficiente para las necesidades domésticas.

TEMPERATURA IDEAL AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)	
Lavadero	60 °C
Fregadero	55 a 60°C
Bañera	40 °C
Regadera	30 a 35 °C
Lavabo	20 a 25 °C

TABLA VIII. TEMPERATURAS RECOMENDADAS EN DIFERENTES PUNTOS DE CONSUMO.⁽¹¹⁾

7.4 CONSUMO DE AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS).

La solicitud de agua caliente depende del nivel de bienestar, del número de habitaciones, del número de usuarios y del número de aparatos sanitarios.

Una aproximación en el consumo familiar se encuentra en la siguiente tabla :

CONSUMO DIARIO DE AGUA CALIENTE A 45 °C PARA UNA PERSONA en dm ³	
HIGIENE PERSONAL	36
LAVADO DE ROPA	12
LAVADO DE VAJILLA	6
TOTAL	54

TABLA IX. CONSUMO DE AGUA POR PERSONA EN UNA FAMILIA.⁽¹¹⁾



8. CÁLCULO DE UN COLECTOR PARA AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS).

8 CÁLCULO DE UN COLECTOR PARA AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS).

8.1 ESPECIFICACIONES Y USO DEL COLECTOR A DISEÑAR.

El uso que se le va a dar al colector será para ACS, para una casa habitación. Por lo anterior la energía térmica que se utilizará será para temperaturas menores a los 80°C. Se pretende que tal diseño se aplique en la producción de agua potable sanitaria caliente y que se autorregule, por lo que se utilizará en un montaje de convección natural (termosifón). El colector se usará en la región del Estado de México cuya latitud es de 20° aproximadamente.

BASES DE DISEÑO

$\bar{V} = 1 \text{ m/s}$	La velocidad media de los vientos predominantes en el norte del Estado de México es de 1 m/s. ⁽¹¹⁾
$N = 1$	Con una cubierta es suficiente en el diseño, ya que el colector operará a temperaturas menores a 80°C.
$T_a = 298^\circ\text{K}$	La temperatura ambiente promedio para el Estado de México, es de 25 °C. ⁽¹⁰⁾
$\epsilon_p = 0.9$	Emitancia de la placa de cobre con Negro mate. ⁽¹⁹⁾
$\epsilon_c = .88$	Emitancia de la cubierta de vidrio templado, material considerado el ideal para tener un buen efecto invernadero.
$s = 20^\circ$	Es satisfactorio que la declinación del colector sea igual a la latitud del Estado Méx. ⁽¹¹⁾
$k_a = 0.04 \text{ W/m}^\circ\text{K}$	Conductividad térmica de la fibra de vidrio. ⁽¹⁹⁾
$\ell = 0.0254 \text{ m}$	Espesor recomendado para el aislante (fibra de vidrio), por los lados del colector. ⁽²⁰⁾
$P = 3.8 \text{ m}$	Perímetro del colector.
$M = 0.06 \text{ m}$	Altura del aislante del colector. ⁽²⁰⁾
$A_c = 0.9 \text{ m}^2$	Área del colector. Recomendada para módulos de un metro con fines de arreglos de varias unidades simétricas. ⁽²⁰⁾
$k = 386 \text{ W/m}^\circ\text{K}$	Conductividad térmica de la placa de cobre. ⁽¹⁹⁾
$\delta = 0.0005 \text{ m}$	Espesor de la placa de cobre. ⁽¹⁹⁾
$W = 0.15 \text{ m}$	Espaciamiento entre los tubos, recomendado entre 10 cm y 15 cm. ⁽⁶⁾
$D = 0.0159 \text{ m}$	Diámetro exterior del tubo del colector. ⁽²⁰⁾ y ⁽²¹⁾
$D_i = 0.0134 \text{ m}$	Diámetro interior del tubo del colector. ⁽²⁰⁾ y ⁽²¹⁾
$h_f = 1200 \text{ W/m}^2^\circ\text{K}$	Coefficiente de transferencia de calor en la interfase tubo-fluido. ⁽⁴⁾
$\dot{M} = 0.15 \text{ kg/s}$	Caudal recomendado para instalaciones en termosifón para su óptimo funcionamiento. ⁽¹³⁾ .
$C_p = 4186.8 \text{ J/kg }^\circ\text{K}$	Capacidad calorífica del agua. ⁽¹⁹⁾ y ⁽²¹⁾
$\alpha = 0.9$	Absorbancia de la placa de cobre. ⁽¹⁹⁾
$\rho_d = 0.16$	Reflectancia difusa para una cubierta. ⁽⁶⁾
$H_T = 5100 \text{ W/m}^2$	Calculada en el capítulo 4, o se puede obtener de la figura 32. ⁽⁶⁾
$L = 1 \text{ m}$	Longitud de los tubos. ⁽¹³⁾
$n = 9$	Número de tubos. ⁽¹³⁾

Nombre:	MAT-1		
Distribuidor:	MIGUEL ANGEL TORRES DELGADO		
Dirección:			
Teléfono:			
Modelo:	CAS-1		
DIMENSIONES:		SUPERFICIE:	
Largo	1 m	Exterior: .9345 m ²	Útil de captación 0.9 m ²
Ancho	0.9 m		
Alto	0.06 m		
Peso en Vacío aprox:	40 kg		
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS			
Flujo (termosifón)	0.15 kg/s		
Tipos de tubos	Cobre ½ pulg	D= 0.0159 m	
		Di= 0.0134 m	
Espaciamiento entre tubos	0.15 m		
Aislante	Fibra de vidrio	$k_a = .04 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$	
Cubierta	Vidrio templado	$\epsilon = 0.9$	
		$= 0.9$	
Carcasa	Lámina de aluminio	De .0005 m de espesor	
Sellador	Silicón transparente		
Placa absorbente	Lámina de cobre con negro mate.	Espesor .0005 m	$\epsilon = 0.9$
EFICIENCIA			

TABLA X. DIMENSIONES Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL COLECTOR
MODELO CAS -1

HOJA DE DISEÑO

CÁLCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR							
DATOS							
$\bar{V}=1 \text{ m/s}$	$N=1$	$\bar{T}_p=342 \text{ }^\circ\text{K}$	$T_a=298 \text{ }^\circ\text{K}$	$\epsilon_p=0.9$	$\epsilon_c=.88$	$s=20^\circ$	$k_a=0.04 \text{ W/m}^\circ\text{K}$
$l=0.0254 \text{ m}$	$P=3.8 \text{ m}$	$M=0.06 \text{ m}$	$A_c=0.9 \text{ m}^2$	$k=386 \text{ W/m}^\circ\text{K}$	$=0.0005 \text{ m}$	$W=0.15 \text{ m}$	$D=0.0159 \text{ m}$
$Di=0.0134 \text{ m}$	$h_f=1200 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$	$\dot{m}=0.15 \text{ kg/s}$	$C_p=4186.8 \text{ J/kg }^\circ\text{K}$	$=0.9$	$=0.9$	$d=0.16$	$H_T=5100 \text{ W/m}^2$
$T_{fe}=333 \text{ }^\circ\text{K}$	$L=1 \text{ m}$	$n=9$					
ECUACIÓN				RESULTADOS			
$\bar{h}_v=5.7+3.8\bar{V}$				$\bar{h}_v=9.5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$			
$f=(1-0.04\bar{h}_v+0.0005\bar{h}_v^2)(1+0.058N)$				$f=0.608$			
$U_{\text{SUP } 45^\circ} = \left(\frac{N}{(344/T_p)(T_p - T_a)/(N+f)^{0.31} + \frac{1}{\bar{h}_v}} \right)^{-1} + \left(\frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\epsilon_p + 0.0425N(1 - \epsilon_p)]^{-1} + \frac{2N+f-1}{\epsilon_c} - N} \right)^{-1}$				$U_{\text{SUP } 45^\circ} = 5.79 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$			
$\frac{U_{\text{SUP.}}}{U_{\text{SUP } 45^\circ}} = 1 - (s - 45)(0.00259 - 0.00144\epsilon_p)$				$U_{\text{sup.}} = 5.98 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$			
$U_\ell = \frac{k_a MP}{\ell' A_c}$				$U_\ell = 0.3989 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$			
$U_{\text{fondo}} = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{\ell}$				$U_{\text{fondo}} = 1.5748 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$			
$U_L = U_{\text{fondo}} + U_{\text{SUP.}} + U_\ell$				Coeficiente total de transferencia de calor. $U_L = 7.95 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$			
CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE LA ALETA							
$m = \sqrt{U_L/k\delta}$				$m = 41.19 \text{ m}^{-1}$			
$F = \frac{\tanh m(W-D)/2}{m(W-D)/2}$				$F = 0.94$			

CÁLCULO DEL FACTOR DE EFICIENCIA DE LA SECCIÓN		
$F' = \frac{1/U_L}{W \left\{ \frac{1}{U_L[(W-D)F + D]} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right\}}$		$F' = 0.93$
CÁLCULO DEL FACTOR DE EFICIENCIA GLOBAL DEL COLECTOR		
$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_c U_L} \left[1 - \exp(-U_L F' A_c / \dot{m} c_p) \right]$		$F_R = 0.92$
CÁLCULO DEL FACTOR DE TRANSMITANCIA DEL VIDRIO Y ABSORBANCIA DE LA PLACA ()		
$= () / (1 - () d)$		$= 0.8231$
CÁLCULO DEL CALOR ÚTIL DEL COLECTOR		
$S = H_T ()$		$S = 4206 \text{ W/m}^2$
$q_{\text{util.}} = A_c F_R [S - U_L (T_{f\bar{e}} - T_a)]$		$q_{\text{util.}} = 3262.7 \text{ W}$
CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR		
$\eta_c = F_R (\tau \alpha) - F_R U_L \frac{T_{f\bar{e}} - T_a}{H_T}$	$\eta_c = \frac{q_{\text{util.}}}{H_T A_c}$	$\eta_c = 0.71$
COMPROBACIÓN DE LA TEMPERATURA PROMEDIO DE LA PLACA		
Cálculo de la temperatura del fluido a la descarga		
$\frac{T_{f\bar{e}} - T_a - S/U_L}{T_{f\bar{e}} - T_a - S/U_L} = \exp(-U_L W F' L / \dot{m} c_p)$		$T_{f\bar{e}} = 333 \text{ }^\circ\text{K}$
Cálculo de la temperatura promedio del fluido		
$\bar{T}_f = T_{f\bar{e}} + \frac{q_{\text{util.}}/A_c}{U_L F_R} \left[1 - \frac{F_R}{F'} \right]$		$\bar{T}_f = 335 \text{ }^\circ\text{K}$
Cálculo y comprobación de la temperatura promedio de la placa que en un inicio se supuso.		
$\bar{T}_p = q_{\text{util.}} \left[\frac{1}{n \pi D_i L h_f} \right] + \bar{T}_f$		$\bar{T}_p = 342.8 \text{ }^\circ\text{K}$ hay un 0.2% de error con respecto a la supuesta.

- *La temperatura promedio de la placa en los datos se supone y al final se checa y hasta que coincidan la supuesta y la calculada el diseño estará correcto.

- ρ_d es la reflectancia difusa que se presenta entre la placa y la cubierta. Para 1, 2, 3, y 4 cubiertas ρ_d tiene los valores aproximados 0.16, 0.24, 0.29 y 0.32, respectivamente.
 σ es la constante de Stefan-Boltzmann 5.6697×10^{-8} W/m² K⁴.

CENSOLAR⁽¹¹⁾ por experiencia recomienda 50 L por m² de colector y tomando en cuenta la tabla IX el consumo de agua por persona es de 54 L. Si se tratara de una familia de 5 miembros, el consumo de agua caliente sanitaria (ACS) sería:

$$\text{consumo} = 54(5) = 270 \text{ L/día.}$$

Entonces el número de colectores de 1 m² para tal consumo es:

$$\text{No. Colectores} = 270/50 = 5.4 \text{ m}^2 \text{ de colector.}$$

Si el colector diseñado es de 0.9 m², el número de colectores de estas dimensiones es:

$$\text{No. Colectores (0.9 m}^2) = 5.4/0.9 = 6 \text{ colectores.}$$

Atendiendo a la eficiencia del colector, el número de colectores reales para satisfacer el consumo de una familia de 5 miembros es:

$$\text{No. Colectores Reales (0.9 m}^2) = 6/0.71 = 8.45 \text{ colectores}$$

Por lo tanto de 8 a 9 colectores de 0.9 m² se pueden satisfacer tales necesidades.

La construcción e instalación del colector es tema aparte, pero su costo es mayor que una instalación de gas convencional. La inversión que haga el cliente, definitivamente es recuperable a mediano plazo, porque son instalaciones durables y de casi nulo mantenimiento.

CONCLUSIONES.

Los colectores solares para Agua Caliente Sanitaria (ACS) son una buena opción para producir ACS. El gasto que implica una instalación de este tipo es un poco mayor que el de una instalación convencional con un calentador de gas doméstico. Pero si se invierte en un sistema integral gas-energía solar, la inversión será recuperada a mediano plazo porque por un lado se ahorrará gas doméstico y, por otro, el mantenimiento de la instalación solar prácticamente es nulo, es decir casi no necesita mantenimiento.

En México no están muy difundidos los colectores solares debido a que es un país que afortunadamente cuenta con energéticos; lo lamentable es que el petróleo se acaba, y precisamente por ello se deben buscar formas de ahorrar energía y administrar lo que se tiene. Estados Unidos, por ejemplo, se preocupa de almacenar sus energéticos buscando importantes ahorros de energía en sistemas solares, heólicos, y biosistemas.

Este trabajo sólo se enfoca al diseño termodinámico del colector que es la parte más complicada del mismo, porque su construcción y fabricación es más sencilla y se puede realizar con materiales nacionales. También es de mencionar que la instalación del sistema en una casa habitación es relativamente sencilla. Se puede hablar de mayor dificultad en la instalación de un sistema de Agua Caliente Sanitaria (ACS) en un edificio de departamentos ya que se manejan mayores volúmenes. Esto no quiere decir de ninguna manera, que no se puedan realizar sistemas así.

BIBLIOGRAFIA.

1. FARRINGTON, DANIELS.
"USO DIRECTO DE LA ENERGÍA SOLAR".
HERMAN BLUME.
BARCELONA, (1974).
2. DUMON, ROGER.
"LA ENERGÍA SOLAR Y SU ALMACENAMIENTO".
TORAY MASON.
2ª. Ed.
BARCELONA, (1981).
3. DE CUSA RAMOS, JUAN.
"ENERGÍA SOLAR PARA VIVIENDAS".
CEAC.
BARCELONA, (1988).
4. CABBELL, STU.
"CONSTRUYA SU PROPIO CALENTADOR SOLAR".
GUSTAVO GILI.
2ª Ed.
BARCELONA, (1983).
5. DEFFIS CASO, ARMANDO.
"LA CASA ECOLÓGICA AUTOSUFICIENTE".
ÁRBOL.
MÉXICO, D. F., (1987).
6. MANRIQUE, JOSE A.
"ENERGÍA SOLAR, FUNDAMENTOS Y APLICACIONES
FOTOTÉRMICAS".
HARLA.
MÉXICO, D.F., (1984).
7. COVANTES, HUGO.
"ENERGÍA SOLAR".
FONDO DE CULTURA ECONÓMICA.
MÉXICO,D.F., (1989).
8. MONTGOMERY, RICHARD H.
"ENERGÍA SOLAR".

- LIMUSA.
3ª Ed.
MEXICO, D.F., (1986).
9. DAIR, E.
"LA ARQUITECTURA Y EL SOL".
GUSTAVO GILI.
BARCELONA, (1983).
 10. LOCOMBA, RUTH.
"MANUAL DE ARQUITECTURA SOLAR".
TRILLAS.
MÉXICO, D. F., (1991).
 11. CENSOLAR.
"ENERGÍA SOLAR"
CENSOLAR.
MÉXICO, D.F.,(1993).
 12. PORTILLO, P.
"ENERGÍA SOLAR".
2ª Ed.
PIRÁMIDE.
MADRID, (1978).
 13. SZOKOLAY, S. V.
"ENERGÍA SOLAR Y EDIFICACIÓN".
HERMANN BLUME.
BARCELONA, (1982).
 14. AGUILAR, J Y AGUILAR, J. M.
"DICCIONARIO DE ENERGÍA SOLAR".
ALHAMBRA.
BARCELONA, (1982).
 15. IDAE.
"JORNADAS DE TRABAJO SOBRE ENERGÍA TÉRMICA
PARA CALENTAR AGUA"
IDAE.
BARCELONA, (1996).
 16. CENTRO DE CULTURA POR CORRESPONDENCIA
"SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO TÉRMICO I".
CCC.
SAN SEBASTIÁN, (1982).
 17. CENTRO DE CULTURA POR CORRESPONDENCIA

- “SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO TÉRMICO II”.
CCC.
SAN SEBASTIÁN, (1982).
18. CENTRO DE CULTURA POR CORRESPONDENCIA
“SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO TÉRMICO III”.
CCC.
SAN SEBASTIÁN, (1982).
19. CENTRO DE CULTURA POR CORRESPONDENCIA
“CONSTRUCCIÓN DE EQUIPOS SOLARES I”.
CCC.
SAN SEBASTIÁN, (1982).
20. CENTRO DE CULTURA POR CORRESPONDENCIA
“CONSTRUCCIÓN DE EQUIPOS SOLARESII”.
CCC.
SAN SEBASTIÁN, (1982).
21. H. PERRY, JOHN.
“MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO”.
3ª. Ed.
UTEHA.
MÉXICO,D.F., (1982).

INFOGRAFÍA.

Dominio y Organismo o tema:

<http://www.idae.es>

INSTITUTO PARA LA
DIVERSIFICACIÓN DE
ENERGÍA.

<http://www.cne.es>

COMISIÓN NACIONAL DE
LA ENERGÍA.

<http://www.solarweb.net>

SOLARWEB.

http://www.re.sandia.gov/wp/wpguia/apen_a.htm

INSOLACIÓN GLOBAL
MEDIA EN MÉXICO.

<http://www.conae.gob.mx>

COMISION NACIONAL

http://www.wleto.hypermart.net/datos.htm	PARA EL AHORRO DE ENERGÍA.
http://www.Sc.ehu.es/sbweb/física/transporte/conducción/htm	IQ DATOS.
http://www.nist.gov/srd/dblist_spanish_v.htm	CONDUCCIÓN DE CALOR
http://www.transferencia.cl/tranferencia	NIST SCIENTIFIC AND TECHNICAL DATABASES.
http://www.shams.esp	UNIVERSIDAD MAYOR FACULTAD DE INGENIERÍA SANTIAGO-CHILE.
http://www.tecnoautonat.com	FUNDAMENTOS DE ENERGÍA SOLAR.
http://www.solarweb.net	SUMINISTRO DE AGUA CALIENTE COLECTORES SOLARES.
http://www.energuia.com	PARTES QUE COMPONEN UN SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR TÉRMICA.
http://www.iea.org	GUIA DE LA ENERGÍA.
http://www.eosweb.larc.nasa.gov/sse	INTERNATIONAL ENERGY ASSOCIATION.
http://www.personales.ya.com/termoweb	SURFACE SOLAR ENERGY DATA.
	ENERGIAS ALTERNATIVAS.