



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN.**

**"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO SOLAR
PARA LA DESHIDRATACIÓN DE NYLON".**

288637

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N:
JORGE ALEJANDRO LEYVA LÓPEZ.
ROSA MARÍA RODRÍGUEZ RAMÍREZ.

ASESORES: ING. JOSÉ ANTONIO SÁNCHEZ GUTIERREZ
ING. FILIBERTO LEYVA PIÑA.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

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

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
PRESENTE

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
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:

"Diseño y construcción de un horno solar
para la deshidratación de nylon"

que presenta el pasante: Jorge Alejandro Leyva López
con número de cuenta: 9104655-0 para obtener el título de:
Ingeniero Mecánico Electricista

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

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán izcalli, Méx. a 31 de agosto de 2000

PRESIDENTE	Ing. Filiberto Leyva Piña	
VOCAL	Ing. José Guadalupe Ramos Anastacio	
SECRETARIO	Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez	
PRIMER SUPLENTE	Ing. José Antonio López González	
SEGUNDO SUPLENTE	Ing. Daniel Bonilla Sapien	



SEVENAL NA LONAL
AUTOMA DE
MEXIC

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

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
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:

"Diseño y construcción de un horno solar para la
deshidratación de nylon"

que presenta la pasante: Rosa María Rodríguez Ramírez
con número de cuenta: 9460514-3 para obtener el título de:
Ingeniera Mecánica Electricista

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

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán izcalli, Méx. a 31 de agosto de 2000

PRESIDENTE	<u>Ing. Filiberto Leyva Piña</u>	
VOCAL	<u>Ing. José Guadalupe Ramos Anastacio</u>	
SECRETARIO	<u>Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. José Antonio López González</u>	
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. Daniel Bonilla Sapien</u>	

Agradecimientos

A Dios:

*Por prestarme la vida, con la cual
me demuestras el amor tan inmenso
que me tienes y la alegría tan grande
que siento de saber que soy tu hija.*

A mis padres:

*Gracias por el amor, comprensión y
apoyo tan grande que constantemente
me brindan, ya que gracias a esto he podido
alcanzar una de mis más grandes metas,
Con mucho amor para Ustedes.*

A mi hermana:

*Por que a pesar de las pequeñas diferencias
que tenemos, se que siempre puedo contar
Contigo, te amo mucho.*

A mi mejor amiga:

*Por todos los momentos tan padres que
he compartido contigo, por la gran amistad
y cariño que se hemos sembrado juntas,
Recuerda siempre que TQM.*

A Pera:

*Por haber transformado mi vida
Gracias.*

A Ale Leyva:

*Por la gran amistad y cariño que se ha
forjado entre nosotros, por arriesgarte
a caminar a mi lado y demostrarme
que ante todo siempre puedo contar contigo
Te quiero mucho. P.P.*

Agradecimientos

A la Fam. Leyva

*Por abrirme las puertas de su casa y
Brindarme su amistad, cariño, apoyo
y paciencia para alcanzar esta meta.
Con cariño para ustedes.*

A mis profesores:

*Por la enseñanza y formación académica
Que me ofrecieron gracias por su dedicación
Y empeño, ya que lograron dejar una huella
Muy importante en mi vida.*

A todos mis amigos y compañeros:

*Con especial cariño y a todos aquellos
Que alguna vez creyeron que nunca lo lograría
Gracias.*

Agradecimientos

A ti Dios:

Por existir, por demostrarme en cada momento de mi vida que me amas, y por darme la oportunidad de seguir adelante.

A mis padres:

Gracias por el amor, comprensión y apoyo tan grande que constantemente me brindan,

Con mucho amor para Ustedes.

A mis Queridos hermanos:

Por que hacen emocionante mi vida...

Y por que están conmigo.

A ti querida amiga YY:

Por todo lo que significas en mi vida, por el apoyo, la confianza y todo lo que encierra nuestro mundo.

Te Queiro Mucho.

A mi compañera Inseparable R³:

Por que aguantaste el paso, por que no te rendiste y por que sigues caminando a mi lado, a pesar de tantas dificultades para lograr esto. T.Q.M.

A mis profesores.

Por entregarse y brindarme su sabiduría, para llegar hasta este momento.

A mis compañeros y amigos:

Por el apoyo y el cariño que me brindaron a través de mi vida.

De manera muy especial, y de corazón agradezco infinitamente a todas las personas que de una manera u otra participaron para el desarrollo de este trabajo, por todo el apoyo y facilidades que me brindaron.

Agradecimientos

Queremos agradecer y reconocer en especial a los profesores:

Ing. José Antonio Sánchez. *Ing. Filiberto Leyva P.*
Ing. Eduardo Covarrubias C. *Ing. Alfonso Ramos A.*
Ing. Daniel Bonilla S. *Ing. José A. López G.*

Y a todos los integrantes del Laboratorio de Termofluidos, y de maquinas htas.

Por todo su apoyo incondicional, por los comentarios hechos tan acertadamente, y la confianza puesta en nosotros ya que sin ustedes No lo habríamos logrado...

A la FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

Por acogernos en sus manos este tiempo y darnos la oportunidad de terminar una etapa tan importante de nuestra vida.

A los profesores:

Por darnos las bases para nuestra formación, su empeño y cariño puesto en sus actividades, pues lograron dejar huella en nuestras vidas.

Indice

Introducción.	1
Objetivos.	2
1. Principios De La Energía Solar.	
1.1. <i>El sol.</i>	3
1.2. <i>La tierra.</i>	5
1.3. <i>Angulos básicos Tierra sol.</i>	8
1.3.1. <i>Ecuación del tiempo.</i>	11
1.4. <i>Angulos Solares Derivados.</i>	12
1.5. <i>Intensidad de la radiación solar.</i>	19
1.5.1. <i>Radiación sobre una superficie en la Tierra.</i>	
2. Fundamentos De Transferencia De Calor.	
2.1. <i>Conducción.</i>	25
2.1.1. <i>Analogía entre conducción de calor, Conducción eléctrica y sistemas hid.</i>	35
2.1.2. <i>Paredes compuestas.</i>	36
2.2. <i>Convección.</i>	39
2.2.1. <i>Viscosidad.</i>	44
2.2.2. <i>Flujo laminar y turbulento.</i>	45
2.2.3. <i>El número de Nusselt.</i>	47
2.2.4. <i>Capa límite.</i>	49
2.2.5. <i>Convección forzada en una placa Plana, flujo laminar externo.</i>	51
2.2.6. <i>Coeficiente de transferencia de calor H.</i>	52

2.2.7. Flujo Turbulento.	53
2.2.7.1. Coeficiente de arrastre.	53
2.2.7.2. Coeficiente de transferencia de calor.	54
2.2.8. Transferencia de calor entre placas	55
Paralelas.	
2.2.9. Convección natural entre placas paralelas.	55
2.3. Radiación.	57
2.3.1. Ley de Planck.	59
2.3.1.1. Constante de Planck.	62
2.3.2. Propiedades de la radiación básica.	64
2.4. Balance de Energía y la primera Ley.	68
2.5. Coeficiente de transferencia de calor total, U .	71
3. El colector solar.	
3.1. Tipos de Colectores solares.	73
3.1.1. Sistema de absorción plano.	73
3.1.2. Colectores planos compuestos.	76
3.1.3. Colectores concentradores.	79
3.2. Descripción de los colectores planos.	85
3.2.1. Sistema de cubiertas.	91
3.2.1.1. Absorción en vidrios.	95
3.2.1.2. Propiedades ópticas del sistema	
de cubiertas.	96
3.2.1.3. Producto transmitancia absorción.	97
3.2.2. Absorbedores.	99
3.2.2.1. Capas de absorción.	99
3.2.2.2. Placas de absorción.	102
3.2.2.3. Configuraciones de la placa.	103

3.2.2.4. <i>Criterios de Selección.</i>	106
3.2.3. <i>El aislamiento.</i>	107
3.2.3.1. <i>La caja del colector.</i>	109
3.2.3.2. <i>Juntas y selladores.</i>	110
3.3. <i>Coeficiente de transferencia de un colector.</i>	111
3.3.1. <i>Coeficiente posterior.</i>	111
3.3.2. <i>Coeficiente lateral.</i>	113
3.3.3. <i>Coeficiente frontal.</i>	114
3.4. <i>Factor de remoción de calor de un colector.</i>	118
3.5. <i>Eficiencia de un colector.</i>	119
3.6. <i>Pruebas del funcionamiento de los colectores.</i>	122
4. <i>Diseño del horno solar.</i>	
4.1. <i>Condiciones iniciales.</i>	124
4.2. <i>Diseño del colector.</i>	128
4.2.1. <i>Propiedades ópticas.</i>	128
4.2.2. <i>Pérdidas de calor en el colector.</i>	133
4.3. <i>Planos de construcción.</i>	140
4.4. <i>Construcción del horno solar.</i>	148
5. <i>Pruebas del sistema solar.</i>	
5.1. <i>Modelo Matemático de Hotel.</i>	155
5.2. <i>Pruebas del colector solar</i>	158
5.3. <i>Resultados.</i>	162
5.3.1. <i>Estudio comparativo en costos.</i>	172
Anexos.	179
Conclusiones.	201
Bibliografía.	203

Nomenclatura del Capítulo I

d	<i>Angulo de la declinación del sol.</i>
E_T	<i>Ecuación del tiempo.</i>
h	<i>Angulo horario.</i>
h_s	<i>Angulo horario del sol en el amanecer para una superficie horizontal.</i>
h_s'	<i>Angulo horario del sol en el amanecer para una superficie inclinada y orientada en dirección norte sur.</i>
H''_d	<i>Promedio de radiación difusa por día.</i>
H''	<i>Radiación diaria en una superficie horizontal sobre la Tierra.</i>
H_{oi}	<i>Radiación por día sobre una superficie inclinada.</i>
H_o	<i>Radiación diaria sobre una superficie horizontal fuera de la atmósfera.</i>
I_N	<i>Radiación solar incidente normal a la superficie.</i>
I_{oh}	<i>Radiación promedio por hora.</i>
I_{sc}	<i>Constante de radiación solar fuera de la atmósfera.</i>
l	<i>Latitud.</i>
l_{loc}	<i>Longitud del observador.</i>
l_{of}	<i>Longitud del tiempo oficial.</i>
N	<i>Número del día del año que se requiere.</i>
O	<i>Centro de la Tierra.</i>
P	<i>Posición del observador.</i>
r	<i>Razón de la intensidad de la radiación solar a la constante solar.</i>

- r_o *Relación entre la radiación por hora y la radiación por día sobre una superficie horizontal.*
- R_o *Relación de la radiación por día para una superficie inclinada y orientada en dirección norte sur, con respecto a una superficie horizontal.*
- T_d *Longitud del día.*
- T_{of} *Tiempo oficial.*
- T_s *Tiempo solar.*
- w *Angulo de inclinación de una superficie con respecto a la horizontal.*

SIMBOLOS GRIEGOS

- α *Angulo de acimut sol – pared.*
- β *Angulo de altitud.*
- γ *Angulo de Acimut.*
- ϕ *Angulo de inclinación de una superficie con respecto a la vertical.*
- θ *Angulo de Incidencia.*
- θ_w *Angulo de incidencia para una superficie inclinada un ángulo w con respecto a la horizontal.*
- ψ *Angulo del cenit.*

Nomenclatura del Capítulo II

<i>A</i>	<i>Area normal al flujo de calor.</i>
<i>Bi</i>	<i>Número de Biot.</i>
<i>C</i>	<i>Constante de la velocidad de la Luz, (c).</i>
<i>C₁ C₂</i>	<i>Constantes empíricas para la ecuación de Sutherland.</i>
<i>C_x</i>	<i>Coefficiente de arrastre local.</i>
<i>C_{Lm}</i>	<i>Coefficiente de arrastre medio.</i>
<i>D_H</i>	<i>Diámetro hidráulico (D_n).</i>
<i>E</i>	<i>Número de Eckert; Cantidad de energía.</i>
<i>e_b</i>	<i>Potencia emisiva del cuerpo negro.</i>
<i>F</i>	<i>Fuerza de arrastre.</i>
<i>F₁₋₂</i>	<i>Factor de contorno para una superficie.</i>
<i>G</i>	<i>Energía radiante.</i>
<i>g</i>	<i>Constante gravitacional.</i>
<i>g_c</i>	<i>Factor de corrección para la constante gravitatoria.</i>
<i>G_r</i>	<i>Número de Grashof.</i>
<i>h</i>	<i>Coefficiente convectivo de transferencia de calor; constante de Plank.</i>
<i>h_r</i>	<i>Coefficiente radiactivo de transferencia de calor.</i>
<i>I</i>	<i>Corriente eléctrica.</i>
<i>J</i>	<i>Equivalente mecánico del calor (J/kcal).</i>
<i>k</i>	<i>Conductividad térmica de un material.</i>
<i>L, l</i>	<i>Espesor de pared; longitud.</i>
<i>L_c</i>	<i>Dimensión característica de una superficie.</i>
<i>m</i>	<i>masa de un cuerpo.</i>

m, n	<i>Vectores unitarios en un eje coordenado.</i>
N_U	<i>Número de Nusselt.</i>
Pr	<i>Número de Prandtl.</i>
Q	<i>Razón de flujo de calor.</i>
Q'	<i>Flujo de corriente o caudal.</i>
q	<i>Flujo de calor por unidad de área.</i>
\mathbf{q}_m	<i>Vector unitario de flujo de calor normal a una superficie no isoterma.</i>
\mathbf{q}_n	<i>Vector unitario de flujo de calor normal a una superficie isoterma.</i>
R	<i>Resistencia.</i>
Re	<i>Número de Reynolds.</i>
Re_L	<i>Número de Reynolds promedio.</i>
Re_x	<i>Número de Reynolds local.</i>
St	<i>Número de Stanton.</i>
T	<i>Temperatura.</i>
T_m	<i>Temperatura media.</i>
T_w	<i>Temperatura en la superficie de un cuerpo.</i>
T_∞	<i>Temperatura del medio ambiente.</i>
U	<i>Coeficiente de transferencia de calor total.</i>
u	<i>Vector de velocidad.</i>
u_{xy}	<i>Componentes del vector de velocidad.</i>
V	<i>Voltaje.</i>
v	<i>Vector de velocidad.</i>
v_{xy}	<i>Componentes del vector de velocidad.</i>
w	<i>Espesor de una placa.</i>

SIMBOLOS GRIEGOS

α	<i>Absortividad.</i>
β	<i>Coefficiente de expansión volumétrica.</i>
ΔT	<i>Diferencial de temperaturas.</i>
ϵ	<i>Emisividad.</i>
γ	<i>Viscosidad cinemática; Frecuencia de oscilación.</i>
λ	<i>Longitud de onda.</i>
μ	<i>Viscosidad.</i>
θ	<i>Angulo entre vectores unitarios; Función adimensional de la temperatura.</i>
ρ	<i>Densidad; Reflectividad.</i>
σ	<i>Constante de Stefan-Boltzmann.</i>
τ	<i>Esfuerzos cortantes, Transmitancia.</i>

Nomenclatura del Capítulo III

<i>A</i>	<i>Area del absorbedor</i>
<i>A_c</i>	<i>Area del colector</i>
<i>A_b</i>	<i>Area posterior del absorbedor</i>
<i>A_i</i>	<i>Aire</i>
<i>A_s</i>	<i>Area lateral del colector</i>
<i>C</i>	<i>Razón de concentración d_1/d_2</i>
<i>C_p</i>	<i>Calor especifico</i>
<i>D</i>	<i>Relación de la mitad del ancho del colector con su profundidad</i>
<i>E</i>	<i>Energía total absorbida por una superficie absorbente</i>
<i>f_c</i>	<i>Función de eficiencia del colector</i>
<i>F_R</i>	<i>Razón a la cual se extrae el calor de un colector, factor de remoción del calor, factor de renovación del calor</i>
<i>h</i>	<i>Coeficiente de calor por convección</i>
<i>h_b</i>	<i>Coeficiente de calor por convección para la parte posterior del colector</i>
<i>h_s</i>	<i>Coeficiente de calor por convección para la parte lateral del colector</i>
<i>h_w</i>	<i>Coeficiente de transferencia de calor del aire</i>
<i>I</i>	<i>Radiación instantánea en la superficie</i>
<i>I_T</i>	<i>Radiación solar incidente</i>
<i>I</i>	<i>Cantidad de radiación promedio mensual por hora</i>
<i>k</i>	<i>Conductividad térmica del material aislante, coeficiente de extinción del material de la cubierta</i>

L	<i>Líquido</i>
\dot{m}	<i>Flujo masico</i>
N	<i>Número de cubiertas de un absorbedor</i>
n	<i>Índice de refracción</i>
\dot{Q}	<i>Razón de calor perdido por un colector</i>
\dot{Q}_b	<i>Razón de transferencia de calor por la parte posterior del colector</i>
\dot{Q}_f	<i>Razón de transferencia de calor por la parte frontal del colector</i>
\dot{Q}_l	<i>Razón de transferencia de calor por la parte lateral del colector</i>
Q_u	<i>Ganancia de energía útil del colector</i>
R_c	<i>Factor R de convección</i>
R_{c23}	<i>Resistencia de calor por convección entre el aire del espacio de la cubierta y la cubierta</i>
R_{c45}	<i>Resistencia a la convección en el aire del espacio cubierta – absorbedor</i>
R_i	<i>Factor R del aislante</i>
R_{rx}	<i>Resistencia a la transferencia de calor por radiación entre la superficie exterior de la cubierta y el cielo</i>
R_{1x}	<i>Resistencia térmica del aire por convección</i>
R_{r23}	<i>Resistencia a la radiación térmica entre cubiertas</i>
$R_{r,45}$	<i>Resistencia a la radiación térmica entre la cubierta interior y el absorbedor</i>
R_{12}	<i>Resistencia a la conducción de calor en la última cubierta</i>

R_{34}	Resistencia a la conducción en la cubierta interior
r_{\perp}	Componente perpendicular de la radiación despolarizada
$r_{//}$	Componente paralela de la radiación despolarizada
S	Radiación solar absorbida = $I_T(\tau\alpha)$
s	Angulo de inclinación del colector con respecto a la horizontal
T	Temperatura absoluta
t	Espesor del material aislante
$T_{b\infty}$	Temperatura del aire por debajo del aislante posterior al colector
T_{fb}	Temperatura del fluido de trabajo
T_{fi}	Temperatura del fluido de trabajo a la entrada del colector
T_{fo}	Temperatura del fluido de trabajo a la salida del colector
t_T	Tiempo de operación o trabajo
T_{∞}	Temperatura del medio ambiente
T_{∞}	Promedio mensual de la temperatura ambiente
$(T-T_{\infty})$	Diferencial de temperatura
T_1, T_2, \dots, n	Temperatura en la superficie de la cubierta 1, 2, 3, ... n etc.
U_b	Coeficiente de transferencia de calor por la parte posterior del colector
U_f	Coeficiente de transferencia de calor por la parte frontal del colector
U_L	Coeficiente global de transferencia de calor, coeficiente total de pérdidas en la transferencia de calor
U_s	Coeficiente de transferencia de calor lateral

SIMBOLOS GRIEGOS

α	<i>Absorbancia</i>
ε_c	<i>Emitancia de la cubierta</i>
η	<i>Eficiencia del colector</i>
η_i	<i>Eficiencia instantánea del colector</i>
θ_1, θ_2	<i>Angulos de incidencia y refracción</i>
ρ	<i>Reflectancia</i>
ρ_d	<i>Reflectancia difusa</i>
τ	<i>Transmitancia</i>
τ_a	<i>Transmitancia debida a la absorción por radiación</i>
τ_r	<i>Transmitancia de la radiación despolarizada</i>
$\tau\alpha$	<i>Factor transmitancia y absorción, producto transmitancia - absorción</i>

INTRODUCCION.

Los combustibles fósiles representan actualmente la principal fuente utilizada por el hombre para la generación de energía, pero debido al eminente problema de la contaminación ambiental, al costo tan elevado que representa la generación y transportación de la energía eléctrica, al riesgo latente del manejo de energía nuclear, debemos preocuparnos por encontrar y desarrollar nuevas alternativas para saciar la creciente demanda energética.

Tomando en consideración lo anterior los esfuerzos se han enfocado por entender las fuentes denominadas "no contaminantes", tales como la energía geotérmica, hidráulica, eólica, mareomotriz o la energía solar.

En este trabajo se examinará la posibilidad de aprovechar la energía solar, por considerar al Sol la fuente más grande de energía de nuestro sistema solar, y un recurso natural inagotable en la tierra. A pesar de ser relativamente costosa la implantación de sistemas de captación solar, es altamente redituable, ya que el "combustible" es recibido en forma totalmente gratuita y el mantenimiento requerido es mínimo, lo que nos reduce la necesidad del suministro de combustible fósil.

Para lograr este fin, se han desarrollado principalmente dos técnicas de conversión y aprovechamiento de la energía solar; una es la fotovoltaica, que consiste en captar la radiación solar y transformarla en energía eléctrica; la segunda, y la que es de nuestro interés, es la conversión fototérmica, que consiste simplemente en captar la radiación solar y transformarla en calor, este proceso se realiza en

forma limpia y libre de contaminantes que puedan afectar al medio ambiente o al producto de trabajo.

OBJETIVOS.

El objetivo general de este trabajo es construir un horno deshidratador que utilice la energía del Sol, sustituyendo a un homólogo eléctrico. Esto para deshidratar nylon antes de entrar al proceso de inyección.

Objetivos específicos:

- 1. Diseñar y construir un sistema de captación solar adaptado a un sistema térmicamente aislado, capaz de alcanzar una temperatura de $80^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ y mantenerla constante mediante un proceso termosifónico.*
- 2. Comparar y evaluar el funcionamiento del horno eléctrico con que se cuenta actualmente y el horno solar proyectado.*
- 3. Determinar la viabilidad de la utilización de la energía solar como sustituto de las fuentes energéticas convencionales.*

1. Principios de la energía solar.

1.1. El Sol.

El Sol es una estrella más entre millones de la galaxia conocida como vía láctea, puede ser considerada por su temperatura, brillo y dimensiones, una estrella "media". Para nuestro planeta, sin embargo, separada de él 150 millones de kilómetros, es la fuente fundamental de energía.

El radio solar se estima de 7×10^5 kilómetros y su peso (fuerza gravitacional) en 2.2×10^{27} toneladas. El núcleo esta formado por hidrógeno (50%), helio (40%) y metales pesados (10%); ahí la presión alcanza los 100 mil millones de atmósferas y la temperatura 16×10^6 °C, su masa es aproximadamente 332,000 veces la de la tierra.

De las observaciones sobre los movimientos de las manchas solares se ha establecido, que el Sol gira sobre su propio eje una vez cada cuatro semanas, pero no como un cuerpo rígido. El periodo de rotación varía desde cerca de 25 días terrestres en su ecuador hasta cerca de 30 días en sus polos.

Podemos considerar al Sol como un reactor continuo de fusión termonuclear que transforma al hidrógeno en helio y en energía de alta frecuencia; ésta energía es producida en el núcleo solar a temperaturas de muchos miles de grados. Esta energía es transferida primeramente por procesos de radiación, en forma de rayos gamma y X, cuyas longitudes de onda crecen con forme cae la temperatura a lo largo de distancias radiales. Esta zona es denominada de radiación, después entra en la zona de convección, que es una región más fría y donde por medio de procesos convectivos la energía se transfiere

hacia la superficie. La línea exterior de la zona de convección es llamada fotosfera que tiene aproximadamente un espesor de apenas 100 Km, casi toda la luz solar es emitida desde ésta aparente superficie, es hasta cierto grado transparente y su temperatura es de 5,000 K.

Después de esta zona se extiende la Cromosfera, que es un cerco brillante, visible únicamente durante un eclipse total de Sol, la cual consiste en una tenue capa de gas de 10,000 Km de grosor, y es más caliente que la fotosfera. Las llamaradas que forman sus gases de hidrógeno, hierro, calcio y helio, se elevan hasta alturas del orden de entre 500,000 Km a 831,000 Km, y son protuberancias eruptivas y/o aquiescentes. Más allá de la cromosfera se extiende la corona, que también es sólo visible en un eclipse total de Sol, está formado por un gas no identificado llamado Coronium, el cuál es un halo resplandeciente y plateado que se extiende a unos 3 millones de Km, adopta la apariencia de plumas y rayos de luz.

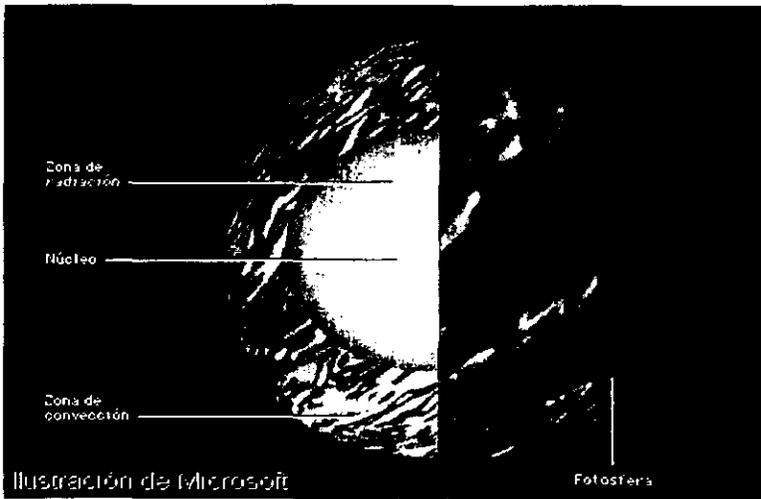


Fig. 1.1 estructura interna del sol.

1.2. La Tierra.

El planeta Tierra es, aproximadamente, esférico con un diámetro de cerca de 12,713.47 Km, efectúa una rotación alrededor de su eje cada 24 horas y completa una revolución alrededor del Sol en un periodo de 365.25 días, en promedio.

La densidad media de la Tierra es cerca de 5.52 veces la del agua, se cree que la Tierra tiene un núcleo central con un diámetro de 2,574.88 Km, después de este núcleo está el manto, el cual forma cerca del 70% de la masa de la Tierra, y después está la corteza exterior, la cual forma cerca del 1% de la masa total.

La Tierra gira alrededor del Sol en una trayectoria considerada circular y guarda una distancia media de 149,540,000 Km. El primero de enero, la Tierra está en su posición más cercana al Sol, mientras que el primero de julio se encuentra en su posición más remota (3.3% más del promedio). Puesto que la intensidad de la radiación varía inversamente con el cuadrado de la distancia, la Tierra recibe un 7% más de radiación en enero que en julio. El eje de rotación de la Tierra está inclinado 23.5° con respecto a su órbita alrededor del Sol, esto tiene un gran significado, pues junto con la rotación diaria y la revolución anual, gobierna la distribución de la radiación solar sobre su superficie, la longitud variable del día y de la noche y el cambio de estaciones.

En la figura (1.2) se muestra esquemáticamente el efecto de la inclinación del eje de la Tierra en los distintos periodos del año.

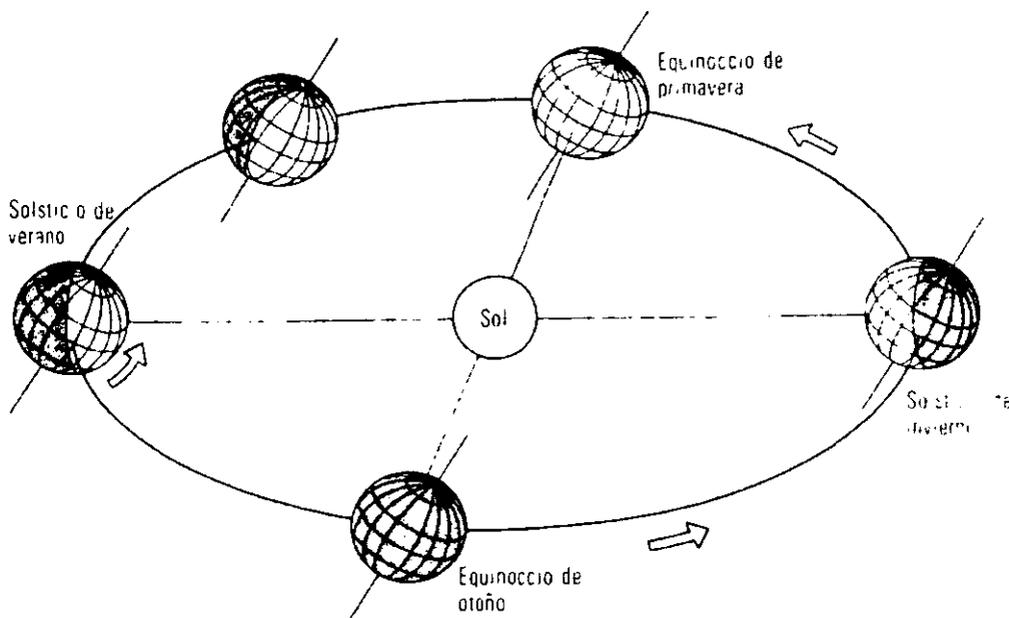


Fig. 1.2. Revolución de la tierra alrededor del sol y el efecto que tiene la declinación de su eje.

En la figura (1.3) se muestra la posición de la Tierra relativa a los rayos del Sol en la época del solsticio de invierno que es aproximadamente el 22 de diciembre, en este periodo el polo norte está inclinado 23.5° alejándose del Sol. Todos los puntos de la superficie por encima de los 66.5° de latitud norte están en total oscuridad mientras que todas las regiones dentro de 23.5° del polo sur reciben continuamente la luz del Sol. En la época del solsticio de verano, aproximadamente el 22 de junio, la situación se invierte. En la época de los 2 equinoccios (22 de marzo y 22 de septiembre, aproximadamente), ambos polos están equidistantes del Sol y todos los puntos sobre la superficie de la Tierra tienen 12 horas de día y 12 horas de noche.

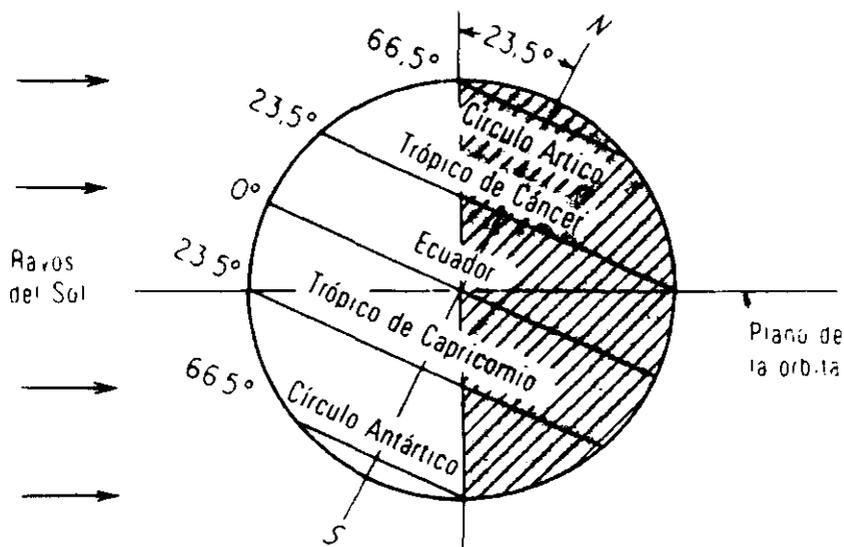


Fig. 1.3. División de la tierra según su posición relativa con respecto a los rayos solares.

A causa de su eje inclinado, la superficie de la tierra se ha dividido en 5 zonas. La zona tórrida incluye todos los lugares donde el sol está en el cenit (perpendicular a la superficie de la tierra) al menos una vez al año, ésta zona se extiende desde los 23.5° a cada lado del ecuador. Las zonas templadas incluyen todos los lugares donde el sol aparece todos los días en el horizonte, pero nunca en el cenit, se extienden en latitudes de 23.5° a 66.5° (norte y sur). Las zonas frías incluyen todos los lugares donde el sol permanece por debajo del horizonte (o sobre él) al menos un día completo cada año y se extienden 23.5° desde los polos.

1.3. Ángulos básicos tierra - sol.

La posición de cualquier punto P sobre la superficie terrestre con respecto a los rayos solares se puede conocer si se conocen la latitud l , el ángulo horario h del punto y la declinación del sol d .

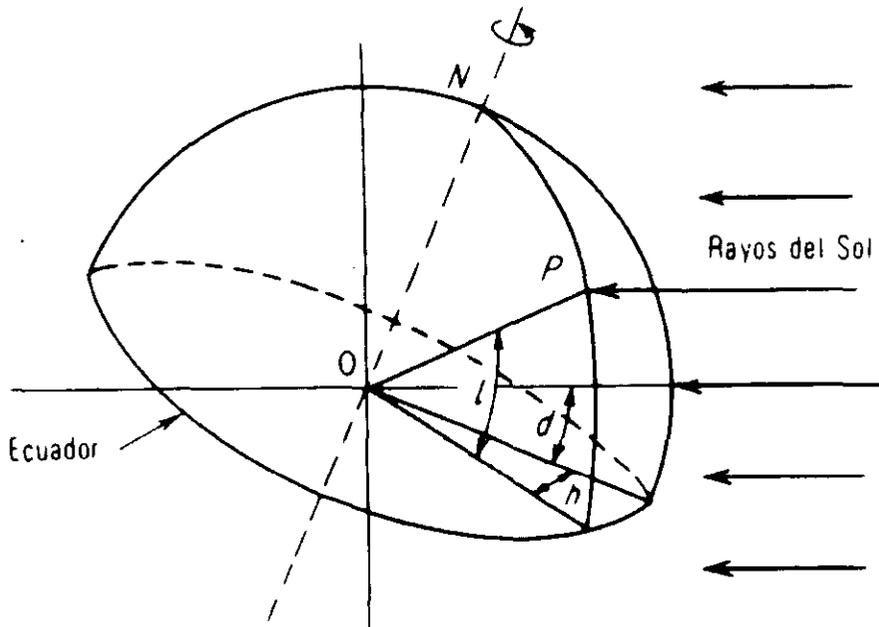


Fig. 1.4 Representación de la latitud, ángulo horario y declinación solar.

La latitud l es la distancia angular del punto P (norte o sur) al ecuador. Es el ángulo entre la línea OP y la proyección de OP sobre el plano ecuatorial; donde el punto O representa el centro de la tierra. El ángulo horario h es el ángulo medido sobre el plano ecuatorial de la tierra entre la proyección de OP y la proyección de la línea que une el centro del sol con el centro de la tierra. En el medio día solar, el ángulo horario es cero. El ángulo horario expresa el tiempo del día con

respecto al medio día solar. Una hora de tiempo está representada por $360 / 24 = 15^\circ$ de ángulo horario.

La declinación del sol d es la distancia angular de los rayos del sol (norte o sur) al ecuador. Es el ángulo entre la línea trazada desde el centro del sol al centro de la tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial de la tierra.

En la época del solsticio de invierno los rayos del Sol estarán 23.5° al sur del ecuador de la tierra ($d = -23.5^\circ$). En la época del solsticio de verano, los rayos del sol están 23.5° al norte del ecuador terrestre ($d=23.5^\circ$). En los equinoccios, la declinación del sol será cero.

La declinación que depende del día del año, puede calcularse con la expresión.

$$d = 23.45^\circ \cos \left[(N - 173) \frac{0.98564787^\circ}{1 \text{ día}} \right] \text{ o bien,} \quad (1.1)$$
$$d = 23.45^\circ \sin \left[(284 + N) \frac{360}{365} \right]$$

donde N , es el número del día que se requiere calcular.

En la figura 1.5b se puede apreciar la variación de la declinación del sol a lo largo del año en forma aproximada, esto es por que el periodo de una revolución completa de la tierra alrededor del sol no coincide exactamente con un año calendario, la declinación del mismo día varía ligeramente de un año a otro, para fines de cálculos se supone la declinación de un día constante.

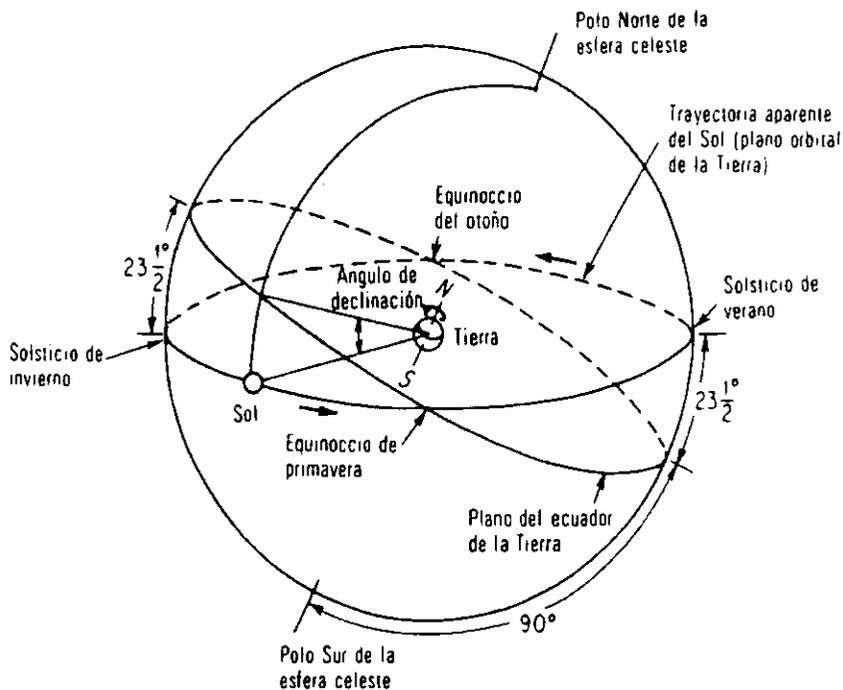


Fig. 1.5 (a) Representación esquemática de la declinación solar, en esta figura se muestra también las cuatro etapas del movimiento relativo del Sol con respecto a la Tierra.

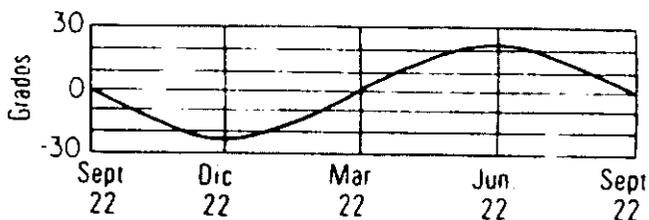


Fig. 1.5 (b) En estas gráficas se observa la variación del ángulo de declinación solar, el cual tiene un valor comprendido entre $+23.5^\circ$ y -23.5° . Puede consultar más detalles en el anexo 1.1.

1.3.1. Ecuación del tiempo.

Los cálculos de la radiación solar deben hacerse en función del tiempo solar; La ecuación del tiempo es una corrección que se hace por el movimiento de translación y rotación de la Tierra, sobre una órbita elíptica.

Esta ecuación se puede escribir de la siguiente manera:

$$E_T = -(0.1236 \text{ sen } x - 0.0043 \text{ cos } x + 0.1583 \text{ sen } 2x + 0.0608 \text{ cos } 2x) \text{ hrs.} \quad (1.2)$$

Donde x es una función del día del año.

$$x = \frac{360^\circ (N - 1)}{365.242} \quad (1.3)$$

N = número del día del año.

La transformación del tiempo local a tiempo solar se puede realizar fácilmente aplicando la ecuación siguiente:

$$T_S = T_{of} + E_T + (l_{of} - l_{oc}) \frac{1 \text{ hr}}{15^\circ} \quad (1.4)$$

Donde:

T_S = Tiempo solar.

T_{of} = Tiempo oficial.

E_T = Ecuación del tiempo.

l_{of} = Longitud del tiempo oficial.

l_{oc} = Longitud del observador.

Fig. 1.6 Husos horarios de México y el mundo. (Consulte el anexo 1.2 para ver los mapas.)

horizonte. La Figura 1.7 nos ilustra esquemáticamente una trayectoria solar aparente y define los ángulos cenit al del sol, altitud y Acimut.

En la figura 1.8 el punto P representa la posición del observador, el punto O , el centro de la tierra e I_N es un vector que representa los rayos solares. El ángulo del cenit es el ángulo entre los rayos solares y una línea perpendicular al plano horizontal en P (extensión OP). El ángulo de altitud β es el ángulo en un plano vertical entre los rayos solares y la proyección de los rayos solares sobre el plano horizontal.

Se deduce que: $\beta + \psi = 90^\circ$. (1.5)

El ángulo de Acimut γ es el ángulo en el plano horizontal medido entre el norte y la proyección horizontal de los rayos del sol.

Si lo representamos en un sistema de coordenadas, donde el eje z coincide con el eje de la tierra y el plano xy coincide con el plano ecuatorial de la tierra; el vector I_N que representa los rayos del sol permanece en el plano $x-z$ (coincidiendo con una línea trazada del centro del sol al centro de la tierra). La línea PN que apunta al norte desde el punto P es perpendicular a OP y permanece en el plano que contiene a OP y al eje z .

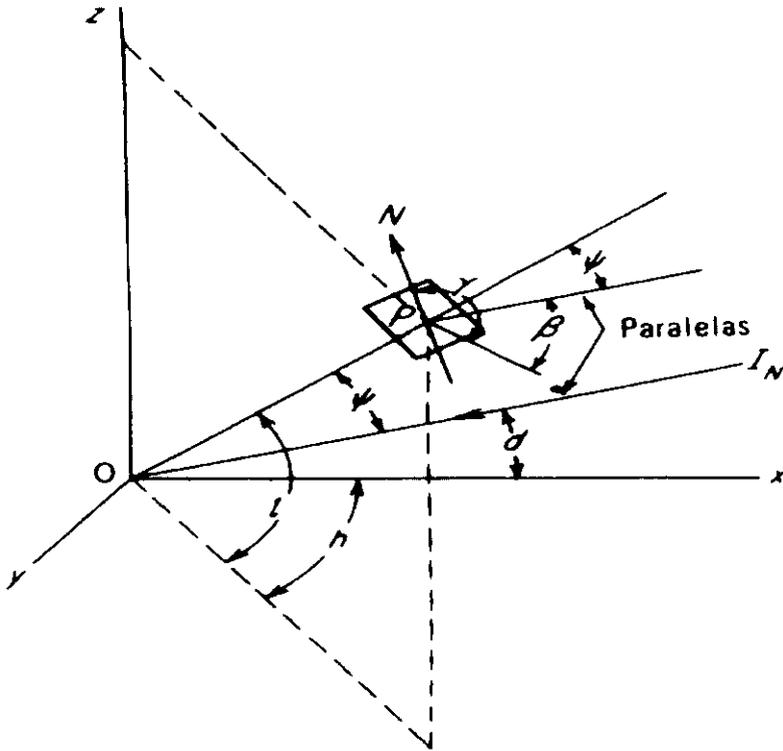


Fig. 1.8 Relación de un punto sobre la superficie de la Tierra con los rayos del sol.

En la figura anterior sean, a_1, b_1, c_1 los cosenos directores de OP con respecto a los ejes x, y y z . También sean $a_2, b_2,$ y c_2 los cosenos directores correspondientes de I_N así:

$$a_1 = \cos l \cos h \quad b_1 = \cos l \sin h \quad c_1 = \sin l \quad (1.6)$$

$$a_2 = \cos d \quad b_2 = 0 \quad c_2 = \sin d$$

El ángulo del cenit del sol ψ es el ángulo entre OP e I_N . Por lo que el coseno del ángulo del cenit, será el producto punto de los cosenos directores de I_N y de OP :

$$\cos \psi = a_1 a_2 + b_1 b_2 + c_1 c_2 \quad (1.7)$$

Así

$$\cos \psi = \cos l \cos h \cos d + \sin l \sin d \quad (1.8)$$

Puesto que: $\beta = 90^\circ - \psi$, entonces, $\sin \beta = \cos \psi$ (1.9)

Y podemos escribir:

$$\sin \beta = \cos l \cos h \cos d + \sin l \sin d \quad (1.10)$$

Se puede deducir de la misma manera el ángulo del acimut por los cosenos directores del vector NS, y los cosenos de la proyección horizontal del rayo incidente.

Sean los cosenos directores de la proyección del rayo incidente sobre la superficie horizontal a_1, b_1, c_1 y los del vector NS a_2, b_2 , y c_2 sobre el sistema coordenado antes descrito:

$$\begin{aligned} a_1 &= \sec \beta \cos d & b_1 &= \sec \beta \cdot 0 & c_1 &= \sec \beta \cdot \sin d \\ a_2 &= -\cos(90-l) \cdot \cos h & b_2 &= -\cos(90-l) \cdot \cos h & c_2 &= \sin(90-l) \end{aligned} \quad (1.11)$$

Por lo que el ángulo de acimut estara dado en funcion del producto punto de los cosenos directores de los vectores l y NS :

$$\begin{aligned} \sin \gamma &= \sec \beta \cdot \cos d \sin h & (1.12) \\ \sin \gamma &= \csc \varphi \cdot \cos d \sin h \end{aligned}$$

De las ecuaciones anteriores y con las identidades trigonométricas adecuadas podemos obtener la relación:

$$\cos \gamma = \sec \beta (\cos l \sin d - \sin l \cos d \cos h) \quad (1.13)$$

En la figura 1.9 se muestra la relación de los rayos solares con respecto a un punto sobre la tierra para el medio día solar

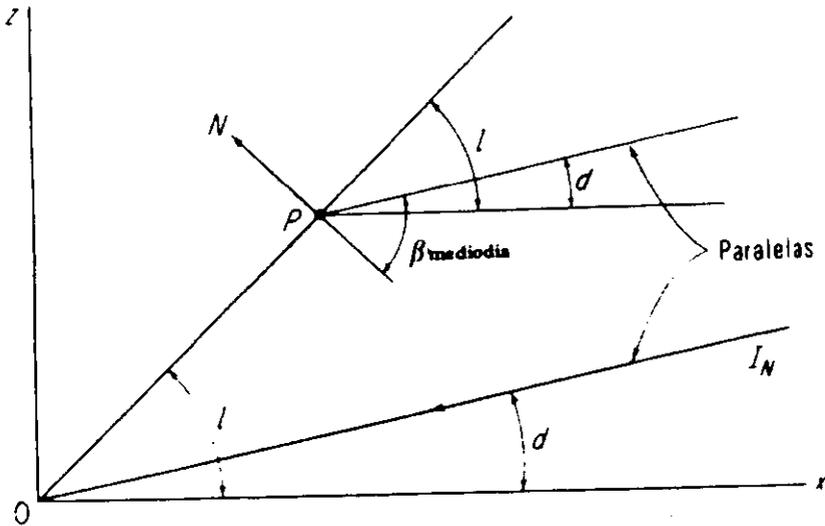


Fig. 1.9 Relación entre los rayos solares al medio día y un punto sobre la superficie de la Tierra.

En el medio día solar $h = 0$, y $\gamma = 180^\circ$ si $l > d$, y $\gamma = 0$ si $l < d$. En el caso de $l = d$, γ es indefinida para $h = 0$. De la figura se puede deducir que:

$$\beta_{\text{mediodia}} = 90^\circ - |l - d| \quad (1.14)$$

Donde, $|l - d|$ es el valor absoluto de $(l - d)$. Esta ecuación nos permite calcular la máxima altitud diaria del sol en un lugar dado.

Las ecuaciones (1.8), (1.10), (1.12) y (1.13) permiten el cálculo del cenit del sol, la altitud y el acimut si se conoce el ángulo horario, la declinación y la latitud. Es importante al aplicar estas ecuaciones se debe tener cuidado en dar signos correctos a los ángulos de declinación y latitud. Si se considera la latitud norte como positiva y la

sur como negativa, la declinación del sol será positiva durante el periodo de verano y negativo en otras épocas. El ángulo horario para el medio día esta limitado para valores entre 0 y 180°. Si el ángulo horario $h < 90^\circ$ el coseno de h es positivo y si $h > 90^\circ$ el coseno de h es negativo.

El acimut esta limitado a valores entre 0 y 180°, y no representa ningún problema su cálculo si consideramos que se mide desde el norte en el sentido de las manecillas del reloj para ángulos horarios anteriores para el mediodía y desde el norte en sentido contrario a las manecillas del reloj para ángulos horarios después del mediodía.

Para el amanecer o anochecer el ángulo de altitud solar es $\beta=0^\circ$:

$$\begin{aligned} \text{sen } \beta &= \cos \psi = \cos d \cos l \cos h + \text{sen } l \cdot \text{sen } d \\ \text{sen } 0^\circ &= \cos d \cos l \cos h + \text{sen } l \text{sen } d & (1.15) \\ \cos h_s &= -\frac{\text{sen } l \text{sen } d}{\cos d \cos l} = -\tan l \cdot \tan d \end{aligned}$$

En cálculos que implique superficies no horizontales, es conveniente expresar la posición del sol relativa a la superficie en función del ángulo de incidencia θ .

En la figura (1.10) se muestra una superficie inclinada un ángulo ϕ , respecto de la posición vertical.

El ángulo de incidencia del sol θ es el ángulo entre los rayos del sol y la normal a la superficie inclinada. Está asociado con una posición definida de la superficie. El acimut sol - pared α es el ángulo medido en un plano horizontal entre la normal a la superficie vertical y la proyección horizontal de los rayos del sol. O sea, α esta asociado con una posición definida de la pared vertical y puede ser determinado a partir del Acimut del sol γ .

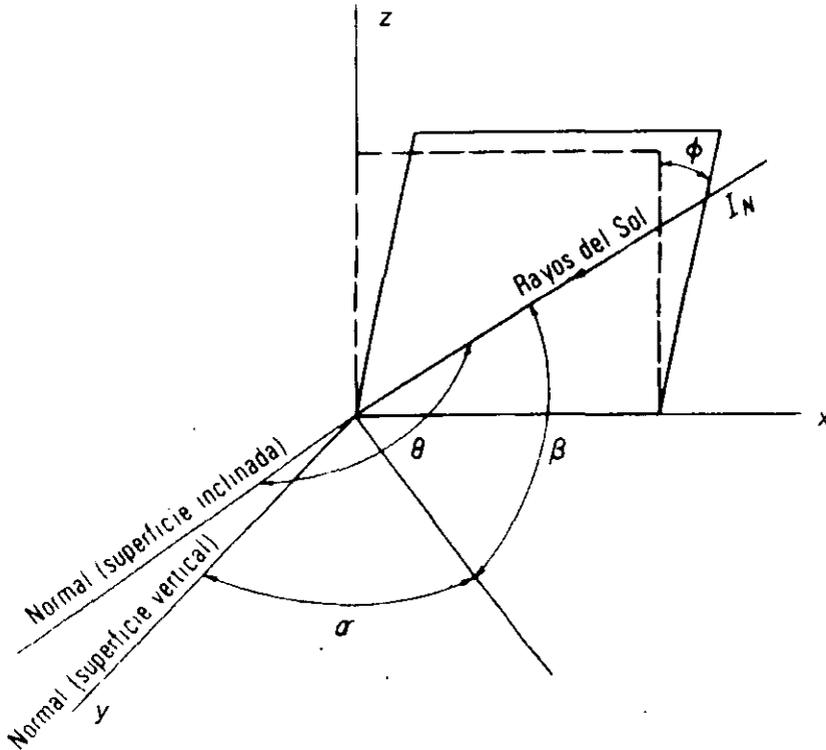


Fig. 1.10 Relación de los rayos solares con una superficie inclinada un ángulo ϕ , orientada hacia el sur.

Consideremos una superficie inclinada con un ángulo ϕ , con respecto a un plano vertical y enfrentada hacia el sur, como se observa en la figura anterior, el ángulo de incidencia θ de la radiación directa queda definido como el ángulo entre la normal a la superficie en estudio y el rayo incidente.

Sean los cosenos directores del rayo incidente a_1, b_1, c_1 y los de la normal a los de la superficie en estudio a_2, b_2, c_2 , dentro del sistema de coordenadas cartesianas x, y, z , correspondientes.

$$a_1 = \cos \beta \cos \gamma$$

$$b_1 = \cos \beta \sin \gamma$$

$$c_1 = \sin \beta$$

Los cosenos directores de la normal a la superficie:

$$a_2 = \cos \phi$$

$$b_2 = 0$$

$$c_2 = \sin \phi$$

Por lo tanto:

$$\cos \theta = a_1 a_2 + b_1 b_2 + c_1 c_2 \quad (1.16)$$

$$\cos \theta = \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \phi + \sin \beta \cdot \sin \phi \quad (1.17)$$

Para las superficies orientadas hacia el sur tenemos dos casos particulares:

Para $\phi = 90^\circ$ la superficie es horizontal

$$\cos \theta = \sin \beta = \cos \varphi \Rightarrow \theta = \varphi \quad (1.18)$$

Para superficies verticales $\phi = 0^\circ$

$$\cos \theta = \cos \beta \cdot \cos \gamma \quad (1.19)$$

De la ecuación (1.15) podemos obtener el máximo número de horas de soleamiento diario, conocido también como la longitud del día, basándonos en la siguiente ecuación:

$$T_d = 2/15 h_s \quad (1.20)$$

Por lo que:

$$T_d = 2/15 \cos^{-1}(-\tan l \cdot \tan d) \text{ horas.} \quad (1.21)$$

1.5. Intensidad de la radiación solar.

Fuera de la atmósfera de la Tierra, la intensidad instantánea de la radiación solar incidente sobre una superficie horizontal está dada por:

$$I_0 = r I_{SC} \cos \theta \quad (1.22)$$

Donde r , es el cuadrado de la razón de la distancia media entre el Sol y la Tierra.

I_{SC} , es la intensidad de la radiación solar sobre una superficie normal a los rayos del Sol en el límite exterior de la atmósfera, cuando la Tierra se encuentra a su distancia media del Sol.

θ , es el ángulo de incidencia en radianes.

El factor r , varía durante todo el año y sus rangos son un valor máximo de 1.034 en enero y un mínimo de 0.967 en julio, se puede determinar para un cierto día del año utilizando la siguiente relación:

$$r = 1 + 0.0335 \cos\left(360 \cdot \frac{N}{365}\right) \quad (1.23)$$

El coseno está dado en radianes y N es el día del año en cuestión.

La representación gráfica de esta fórmula puede observarse en la siguiente figura.

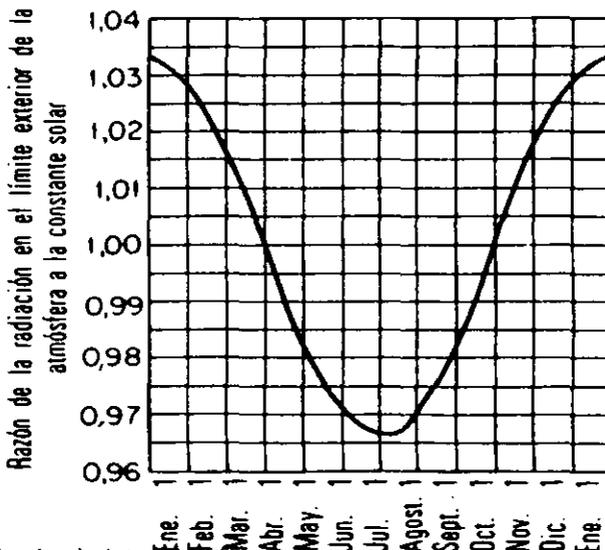


Fig. 1.11. Razón de intensidad de la radiación solar en el límite exterior de la atmósfera a la constante solar.

El valor de I_{SC} , se determinó basándose en la distribución espectral de la radiación solar en el límite exterior de la atmósfera. La radiación ultravioleta incluye el intervalo de longitudes de onda de 0.2 a 0.4 micrones aproximadamente, la radiación visible está contenida entre 0.4 y 0.7 micrones; la radiación infrarroja ocurre a mayores longitudes de onda, la máxima intensidad esta en el intervalo visible, el área bajo la curva (Fig. 1.12) completa es lo que se conoce como la Constante solar, cuyo valor es de 1353 W/m^2 .

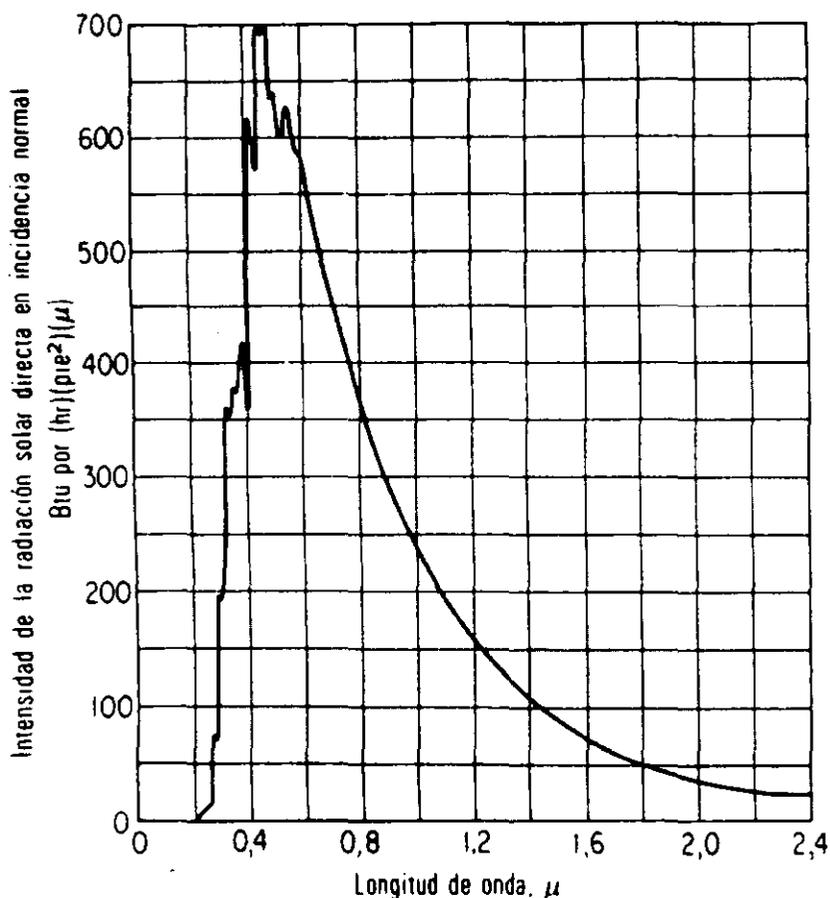


Fig. 1.12. Distribución espectral de la radiación solar incidente sobre una superficie normal a los rayos del Sol en la atmósfera.

Si la superficie que recibe la radiación solar está inclinada un ángulo w , hacia el sur con respecto al plano horizontal ($90^\circ - \phi_s$) como sucede normalmente con los colectores de placa plana, el ángulo de incidencia θ_w , cuando los colectores están presentados en dirección norte sur quedara determinado por:

$$\cos \theta_w = \cos(l - w) \cdot \cos d \cdot \cos h + \sin(l - w) \cdot \sin d \quad (1.24)$$

Donde los ángulos se miden en radianes.

La intensidad de la radiación para una superficie dada puede ser integrada con respecto al tiempo para obtener la radiación total durante un intervalo de tiempo específico.

Para una superficie horizontal la energía radiada por el Sol se puede integrar por unidad de área para un intervalo de ángulo horario dado:

$$H_o = \int_{hs}^{hs} I_o \cdot d \left(\frac{24}{2\pi} h \right) \quad (1.25)$$

Como los ángulos horarios del amanecer y anochecer son simétricos podemos escribir que:

$$H_o = 2(24 / 2\pi) r I_{sc} \int_{hs}^{hs} (\cos l \cdot \cos d \cdot \cos h + \sin l \sin d) dh \quad (1.26)$$

Integrando en el nuevo límite tenemos que:

$$H_o = \frac{24}{\pi} r I_{sc} (\cos l \cdot \cos d \cdot \sin hs + hs \sin l \sin d) \quad (1.27)$$

Donde los ángulos se expresan en radianes y h_s es el ángulo horario del amanecer para una superficie horizontal.

$$hs = \cos^{-1}(-\tan l \cdot \tan d) \quad (1.28)$$

Por un método similar se puede determinar la energía total recibida sobre una superficie horizontal en un periodo de 1 hora, radiación promedio por hora expresada por:

$$I_{oh} = I_{sc} (\cos l \cdot \cos d \cdot \cos h + \sin l \sin d). \quad (1.29)$$

Si la superficie esta inclinada un ángulo w , hacia el sur con respecto al plano horizontal tendremos:

$$H_{oi} = \frac{24}{\pi} r I_{sc} (\cos(l-w) \cos d \sin h_s' + h_s \cdot \sin(l-w) \sin d) \quad (1.30)$$

Donde h_s , es el ángulo horario del amanecer para una superficie horizontal.

h_s' , es el ángulo horario del amanecer para una superficie inclinada y orientada en dirección norte sur.

Esta ecuación se cumple si $h_s' \geq h_s$; y $h_s' = \cos^{-1}(-\tan(l-w) \cdot \tan d)$.

O bien, $H_{oi} = \frac{24}{\pi} r I_{sc} (\cos(l-w) \cos d \sin h_s' + h_s \cdot \sin(l-w) \sin d)$; si $h_s \geq h_s'$.

Los límites de integración son de $\pm h_s$ para superficies horizontales y h_s' para superficies inclinadas de la horizontal un ángulo w y enfrentadas hacia el sur.

De las ecuaciones anteriores se pueden obtener otras relaciones que nos ayudan a simplificar y a obtener factores importantes.

Por ejemplo, la relación que existe entre la radiación por hora y la radiación por día, sobre una superficie horizontal puede ser obtenida mediante la siguiente ecuación:

$$r_0 = \frac{I_{oh}}{H_0} = \frac{\pi(\cos h \cdot \cos h_s)}{24(\sin h_s - h_s \cos h_s)} \quad (1.31)$$

De la misma manera podemos encontrar la relación de la radiación diaria, en una superficie inclinada orientada al sur con respecto a una superficie horizontal:

$$R_0 = \frac{H_{oi}}{H_0} = \frac{\cos(l-w)(\sin h_s' - h_s \cdot \cos h_s')}{\cos l(\sin h_s - h_s \cos h_s)}, \text{ si } h_s \leq h_s'. \quad (1.32)$$

H_{oi} , es la radiación por día sobre una superficie inclinada.

H_0 , es la radiación por día sobre una superficie horizontal.

$$R_0 = \frac{H'_0}{H_0} = \frac{\cos(l-w)(\sin hs' - hs' \cdot \cos hs')}{\cos l(\sin hs - hs \cos hs)}, \text{ si } hs' \leq hs. \quad (1.33)$$

Otra relación importante es la radiación diaria en una superficie horizontal sobre la Tierra, a la cual llamaremos H'' , con respecto a la radiación diaria sobre una superficie horizontal fuera de la atmósfera.

$$K_T = \frac{H''}{H_0} \Rightarrow H'' = K_T \cdot H_0. \quad (1.34)$$

Este factor nos indica la fracción de energía extraterrestre que alcanza a la superficie de la Tierra (se podría decir que es un índice de la nubosidad, polvo, humedad, etc.).

Hay que recordar que la radiación o energía total que se recibe del Sol esta compuesta de la radiación directa, que proviene del disco solar y de la radiación difusa, que es la que proviene de diversos puntos de la bóveda celeste.

Hay muy poca información de la radiación difusa y de cómo se proyecta sobre la Tierra, algunos han supuesto, que el cielo es un radiador uniforme de calor, pero los resultados demuestran que no es así.

Si llamamos al promedio de radiación difusa por día (H''_d) podemos obtener otra relación importante para energía solar que esta representada por:

$$\bar{K}_d = \frac{H''_d}{H_0} \Rightarrow H''_d = K_d \cdot H_0. \quad (1.35)$$

Los valores de K_T y K_d se encuentran relacionados como sigue:

$$K_T = 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.70, 0.75$$

$$K_d = 0.178, 0.183, 0.188, 0.179, 0.149, 0.125.$$

2 Fundamentos de transferencia de calor.

Es el proceso por el cual se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos. Por ejemplo, el calor que se transmite a través de la pared de una casa es fundamentalmente por conducción, el agua de una cacerola situada sobre un quemador de gas se calienta en gran medida por convección, y la Tierra recibe calor del Sol casi exclusivamente por radiación.

2.1 Conducción.

El fenómeno de la conducción de calor se lleva a cabo principalmente por dos mecanismos; uno, es la interacción molecular, en el cual las moléculas de mayor nivel energético cede calor a las de menor nivel, también se conoce como cinemática molecular. Mediante éste mecanismo se transmite el calor en sólidos, líquidos y gases. El segundo mecanismo es la conducción de electrones libres, cuya propiedad se presenta principalmente en sólidos metálicos puros.

Los primeros adelantos acerca de la conducción de calor se deben, en gran parte, a los esfuerzos del matemático francés Fourier (1822), que propuso la ley que hoy se conoce como ley de la conducción de calor de Fourier. La ley de Fourier es una

generalización de la información empírica. Dicha ley predice cómo se conduce el calor a través de un medio, partiendo de una región de alta temperatura a una región de baja temperatura.

Permítanos considerar un horno, caliente en el interior y frío en su exterior. La razón de calor transferido, desde dentro del horno hasta el exterior, es directamente proporcional al área de la superficie de la pared, A , que se encuentra normal a la dirección del flujo de calor, directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre las paredes, $(T_{INT} - T_{EXT})$, e inversamente proporcional al espesor de las paredes, L .

Por lo tanto:

$$Q \propto \frac{A(T_{INT} - T_{EXT})}{L} \quad \text{o bien} \quad Q = \frac{kA(T_{INT} - T_{EXT})}{L} \quad (2.1)$$

Donde k es la constante de proporcionalidad, y se la llama conductividad térmica de la pared. Dicha constante es una propiedad física del material en cuestión. Debe insistirse en que, para mantener las temperaturas con valores T_{INT} y T_{EXT} , se debe suministrar a la cara de la pared que tiene temperatura T_{INT} , una cantidad de calor, Q , como la dada por la ecuación (2.1). Esto se puede lograr con la ayuda de un calentador eléctrico, de gas o alguna otra fuente de energía.

Las unidades de las diferentes cantidades que aparecen en la ecuación (2.1) son de la siguiente forma:

Q = razón de flujo de calor, BTU/h o W

A = área de la pared normal al flujo de calor, pies² o m²

T_{INT} = temperatura de la superficie interior de la pared, ° F o ° C

T_{EXT} = temperatura de la superficie exterior de la pared, °F o °C

k = conductividad térmica del material de la pared, $\frac{BTU}{hr - ft^{\circ}F}$ o $W/m \cdot ^{\circ}C$

Con frecuencia, la conductividad térmica se da en unidades de $Btu-in/hr ft^2 \text{ } ^{\circ}F$. Esto ocurre en especial cuando se trata de materiales que se usan en la industria de la construcción. Cuando se usan dichas unidades se debe dividir el valor dado entre 12 con el fin de obtener unidades de $Btu/hr ft \text{ } ^{\circ}F$. Además, ya que un grado Fahrenheit es igual en magnitud a un grado Rankine, la conductividad térmica se puede escribir en unidades de $Btu/hr ft \text{ } ^{\circ}R$. Esto quiere decir que se conducirá el mismo número de Btu por hora a través de un material dado con un pie de espesor, por cada grado Fahrenheit o Rankine que se imprima a través del mismo.

De igual modo, ya que un grado Celsius tiene la misma magnitud que un grado Kelvin, se puede escribir la conductividad térmica en unidades de $W/m^{\circ}K$. Reiterando:

$$\frac{1 \text{ BTU}}{h - ft^{\circ}F} = \frac{1 \text{ BTU}}{h - ft^{\circ}R} \quad \text{y} \quad \frac{1 \text{ W}}{m^{\circ}C} = \frac{1 \text{ W}}{m^{\circ}K}$$

Si se lleva la ecuación (2.1) a la forma diferencial, tendremos que:

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

Observe que la cantidad (dT/dx) es el cambio de temperatura con respecto al incremento en la coordenada x .

Puesto que deseamos que la cantidad de calor, Q , que fluye en la dirección positiva de las x sea una cantidad positiva, y ya que sabemos, por la segunda ley de la termodinámica, que el calor fluye en la dirección de decrecimiento de la temperatura (es decir, dT es negativa), se debe tener un signo negativo en la ecuación (2.2) Si consideramos, por ejemplo, una barra de cobre cuyo extremo izquierdo se coloca sobre un hornillo como se aprecia en la figura (2.1), sabemos por experiencia que la temperatura de la barra decrece cuando consideramos puntos más y más alejados del hornillo. La cantidad, $T(x)$, es la temperatura en la barra, que será función de la distancia x a la pared. Sabemos, también, que el calor fluye del hornillo a la barra y finalmente hacia el aire que hay en el cuarto en que estamos trabajando.

Por lo tanto, ya que dT es negativa para valores crecientes de x , debe haber un signo negativo en la ecuación para que Q resulte ser un flujo de calor positivo.

La ecuación (2.2) es la ley de Fourier de conducción de calor. Al escribir la ecuación como se indica que Q_n es la razón de flujo de calor en la dirección normal al área, A , y $\delta T/\delta n$ es la razón de cambio de temperatura en la dirección normal al área A , independientemente de la orientación del sistema de coordenadas que se elija.

Es importante notar que el área A que aparece en la ecuación (2.3) debe tener una temperatura uniforme.

$$Q_n = -kA \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.3)$$

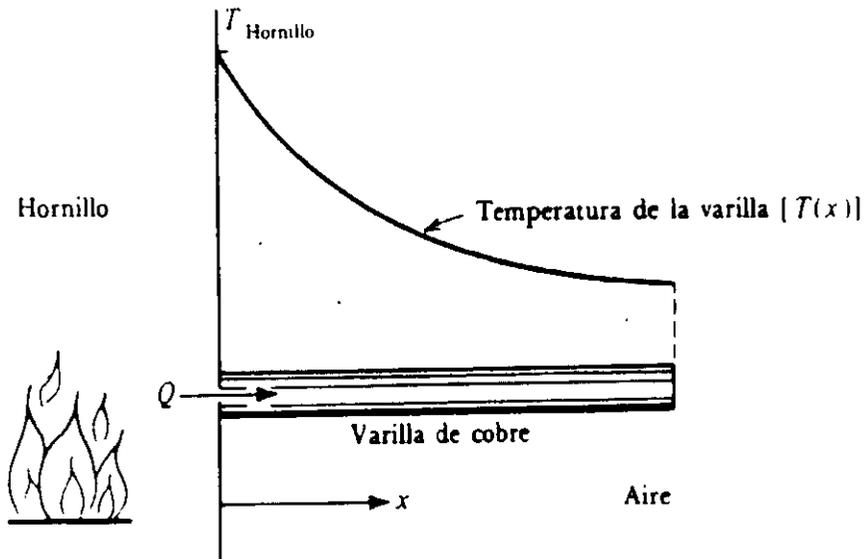


Fig. 2.1. Flujo de calor en una varilla de cobre.

Es conveniente definir en este punto el flujo de calor unitario. El flujo de calor unitario, q , se define como la razón de flujo de calor por unidad de área, esto es:

$$q = Q/A = dQ/dA \quad (2.4)$$

Ya que el flujo de calor unitario tiene una dirección, se acostumbra definir un vector flujo de calor unitario

$$\mathbf{q} = q \cdot \mathbf{n} \quad (2.5)$$

En cuya ecuación, \mathbf{n} es un vector unitario en la dirección del flujo de calor unitario. Entonces podemos escribir:

$$dQ_n = \mathbf{q}_n \cdot d\mathbf{A} = q_n \cdot \mathbf{n} dA \quad (2.6)$$

Además la ley de Fourier de conducción de calor se puede escribir como:

$$q_n = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.7)$$

En esta última forma, no aparece en la ecuación el área a través de la cual ocurre la conducción de calor; aún así, el área es isoterma y normal a la dirección del flujo de calor. Esto es, las direcciones de q_n y n son iguales. En notación vectorial, deberíamos escribir la ley de Fourier en la forma:

$$\mathbf{q} = -k \nabla T \quad (2.8)$$

$$\text{y } dQ_n = -k d\mathbf{A} \cdot \nabla T \quad (2.9)$$

La relación entre \mathbf{q}_n y \mathbf{q}_m , siendo \mathbf{q}_n el vector flujo de calor unitario normal a una superficie isoterma, y siendo \mathbf{q}_m , el vector flujo de calor unitario normal a una superficie no isoterma, está dada por:

$$\mathbf{q}_m = \mathbf{q}_n \cos \theta \quad (2.10)$$

En ésta fórmula θ , es el ángulo entre los vectores \mathbf{n} y \mathbf{m} .

Puesto que:

$$dQ_n = \mathbf{q}_n \cdot d\mathbf{A} \quad (2.11)$$

Podemos escribir las siguientes igualdades para el flujo de calor dQ_m de un área isoterma dA en una dirección m arbitraria, figura (2.2).

$$dQ_m = q_m \cdot dA = \mathbf{q}_n \cos \theta \cdot dA = dQ_n \cos \theta$$

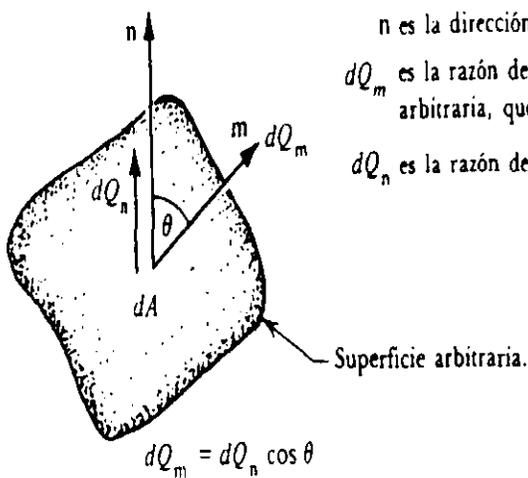
Si el área A no es isoterma, se puede describir la ecuación (2.3) en forma diferencial para obtener:

$$Q_n = -kdA \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.12)$$

Y considerar el área infinitesimal dA como isoterma. La derivada parcial, $\delta T/\delta n$, se conoce comúnmente como el gradiente de temperatura.

La relación entre el calor, dQ_n , que fluye en una dirección normal a un área isoterma dA y el calor, dQ_m , que fluye en una dirección que forma un ángulo θ con la normal n , está dada por:

$$dQ_m = dQ_n \cos \theta \quad (2.13)$$



n es la dirección normal al área dA
 dQ_m es la razón de flujo de calor en una dirección arbitraria, que pasa a través del área dA cuya normal es n
 dQ_n es la razón de flujo de calor en la dirección normal n

Fig. 2.2. Ley de Fourier de la conducción de calor.

Permitamos ver con un poco más de cuidado la conductividad térmica, desde un punto de vista físico. De la ecuación de Fourier, ecuación (2.3), se ve claramente que su magnitud, nos indica qué tan bien transporta la energía mediante la conducción un material dado. Tanto el mecanismo de la conducción como el mecanismo de transporte de corriente eléctrica dependen en extremo del flujo de electrones libres. En consecuencia, los materiales que son buenos conductores eléctricos son también buenos conductores térmicos.

Un mecanismo secundario para la conducción térmica en sólidos está asociado con vibraciones de redes. Este efecto explica por qué, cuando crece la temperatura, en general decrece la conductividad térmica de los buenos conductores eléctricos, figura (2.3).

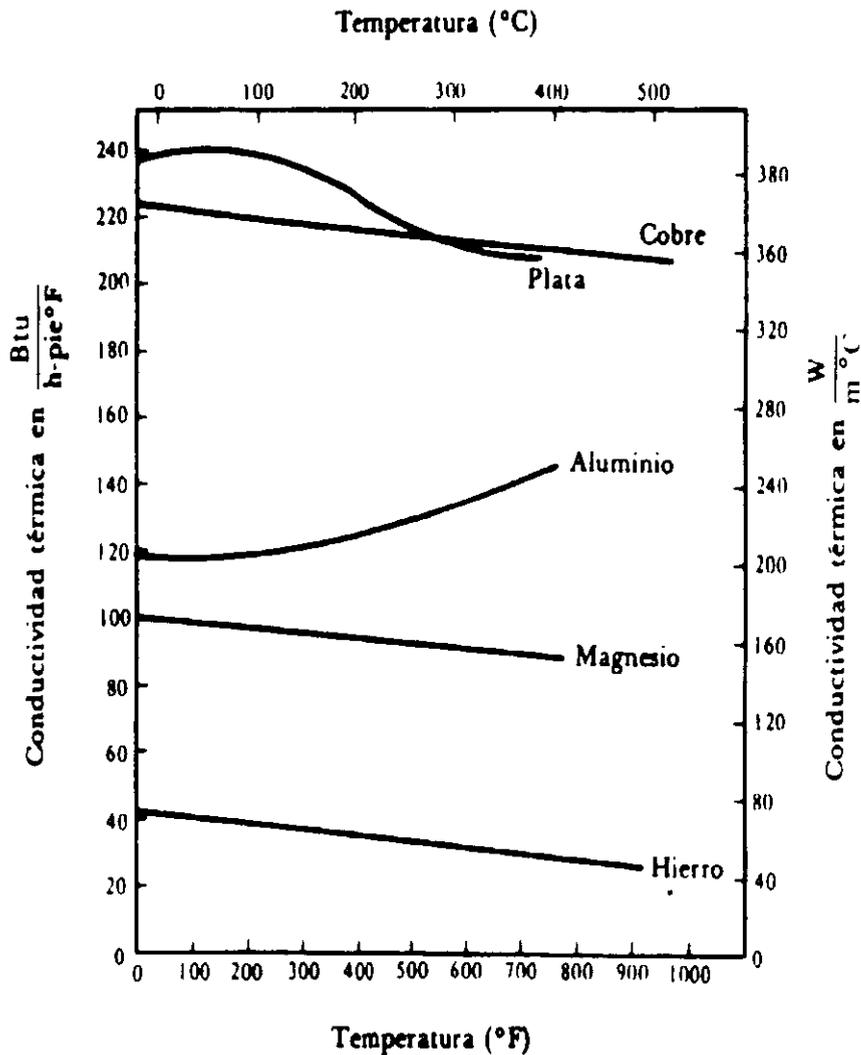


Fig. 2.3. Conductividad térmica de los materiales.

Las vibraciones de redes impiden el movimiento de los electrones libres, provocando con esto que la componente de la conductividad térmica disminuya más rápido que la componente aumentada de la conductividad térmica debido a mayores vibraciones de redes.

Por esta razón encontramos que la conductividad térmica de metales puros tiende a decrecer cuando aumenta la temperatura, mientras que la conductividad térmica de aleaciones y aislantes térmicos, que tienen unos cuantos electrones libres, y dependen principalmente de las vibraciones de redes para conducir calor, tienden a aumentar su conductividad térmica con el crecimiento de la temperatura. (Consulte figura en anexo 2.1)

En el caso de gases, los electrones libres no tienen gran significado y su conductividad térmica queda determinada por el intercambio de energía, que tiene lugar durante colisiones moleculares. De la teoría cinética¹ se tiene que la energía cinética de un gas ideal es proporcional a la temperatura absoluta y, en consecuencia, se tiene que la conductividad térmica de un gas ideal es proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta.

En la tabla (2.1) del anexo 2, se dan valores representativos de la conductividad térmica para diferentes materiales. Debe notarse que los materiales pueden tener diferentes valores de conductividad térmica en las diferentes direcciones de coordenadas. Por ejemplo, la madera exhibe un valor de conductividad térmica en dirección paralela a sus fibras y un valor diferente de conductividad térmica en dirección

¹ La teoría física que relaciona las propiedades de los gases con la mecánica clásica se denomina teoría cinética de los gases, más información en: Castellán, Gilbert. *Fisicoquímica*. Bogotá: Fondo Educativo Interamericano, 1974.

normal a sus fibras. En un gran número de cálculos en ingeniería, se supone que la conductividad térmica es constante y no depende de la dirección.

Si un material tiene propiedades constantes, que además son iguales en todas las direcciones en un punto dado, se dice que dicho material es isotrópico.

2.1.1 Analogía entre conducción de calor, Conducción eléctrica y Sistemas hidráulicos.

Si un resistor eléctrico que tiene un valor de resistencia constante, R , tiene una diferencia de voltaje, V , que se imprime a través de él, sabemos por experiencia que fluirá una corriente eléctrica, I , a través del resistor. La magnitud de la corriente varía linealmente con la magnitud de la diferencia de voltaje impresa a través del resistor. Una situación análoga se encuentra en el caso del flujo de agua que emana de un grifo a baja velocidad. En un tubo de media pulgada, si el agua fluye a una velocidad de 0.6 pie/s o menos, el flujo será laminar², y se mantiene la analogía. La diferencia de presión entre el caudal superior del grifo y el caudal inferior es la fuerza de empuje, análoga a la diferencia de potencial en el circuito eléctrico. En este caso, el tamaño de abertura en el grifo representa el recíproco de la resistencia. La razón de flujo de agua del grifo es análoga al flujo de corriente en el circuito eléctrico, y la magnitud de dicho flujo es directamente proporcional a la presión diferencial entre

² El flujo laminar es un patrón de flujo bien ordenado en donde las capas del fluido se deslizan una sobre otra, para un mejor estudio de éste patrón dirigirse a cualquier bibliografía de mecánica de fluidos.

el caudal superior y el caudal inferior del grifo. Extendiendo esta analogía al caso de flujo de calor a través de una pared, es posible hacer las comparaciones siguientes.

La diferencia de temperatura a través de la pared representa la diferencia de potencial o la fuerza de empuje, Q' representa el flujo de corriente, y (L/kA) que aparece en la ecuación (2.1) representa la resistencia térmica al flujo de calor por conducción. Estas ideas se resumen en la figura (2.4).

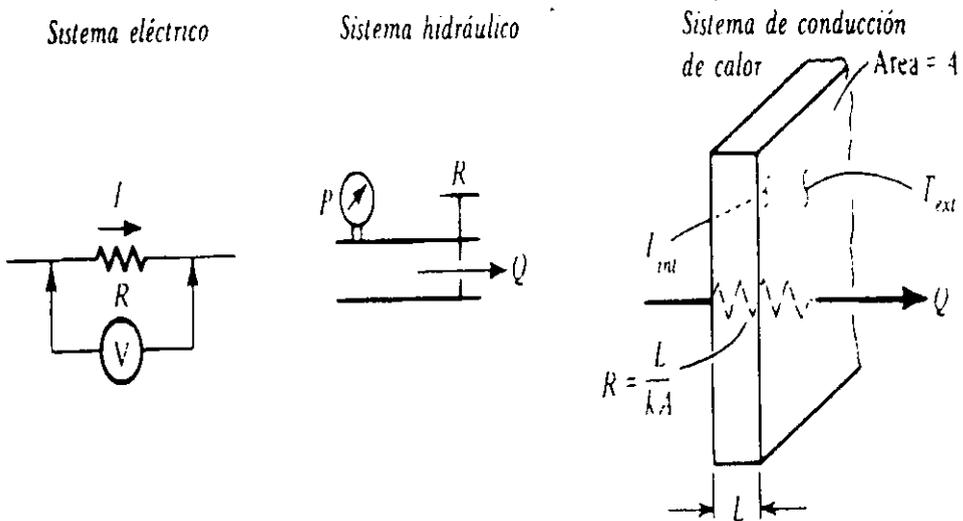


Fig. 2.4 Analogías eléctrica, hidráulica y térmica.

2.1.2 Paredes compuestas.

Considerando la figura (2.5a). Se tiene una pared compuesta de material "a" y podemos escribir la siguiente ecuación (2.14):

$$Q = \frac{k_a A_a (T_{int} - T_{ext})}{L_a} \quad (2.14)$$

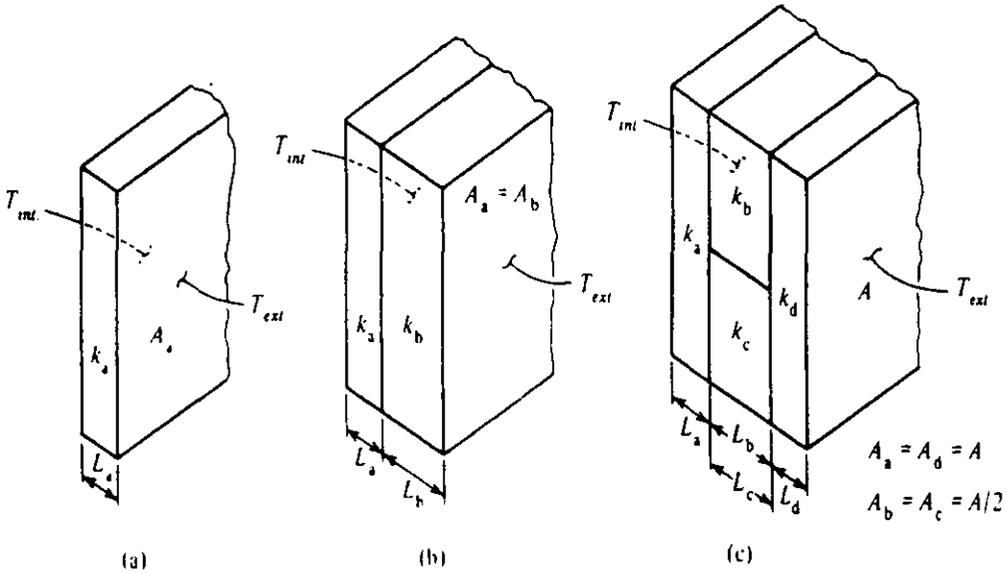


Fig.2.5 Conducción en Paredes Compuestas

Donde k_a se refiere a la conductividad térmica de la pared, A_a se refiere al área de la pared normal al flujo de calor, y L_a indica el espesor de la pared. T_{int} y T_{ext} son las temperaturas en las superficies de la pared por la cual está entrando y saliendo calor, respectivamente.

En la figura (2.5b) hay dos paredes en serie una con otra, situación semejante a la de un circuito eléctrico que consta de dos resistencias en serie y una batería actuando a través de ellas; la resistencia total a través de la pared compuesta está dada por la figura (2.5) y es:

$$\frac{L_a}{k_a A_a} + \frac{L_b}{k_b A_b} \quad (2.15)$$

Y proporciona un flujo de calor total, Q, de

$$Q = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\left(\frac{L_a}{k_a A_a}\right) + \left(\frac{L_b}{k_b A_b}\right)} \quad (2.16)$$

En cuya expresión, el denominador se conoce como la resistencia térmica total. En general escribimos

$$Q = \frac{\Delta T_{\text{sobre el total}}}{\sum R_i} \quad (2.17)$$

En donde $\Delta T_{\text{sobre el total}}$ es la diferencia de temperatura sobre el total y $\sum R_i$ es la suma de las resistencias térmicas individuales.

En la figura (2.5c), el calor fluye a través del material "a", a lo largo de las trayectorias paralelas a través de "b" y "c", y finalmente a través del material "d". La cantidad de calor que fluye a lo largo de las dos trayectorias paralelas es inversamente proporcional a la resistencia térmica en esas trayectorias.

En éste caso la $\sum R_i$ se determina a partir de las resistencias que se muestran en la figura (2.6). Por lo que escribimos la razón de flujo de calor como:

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{L_a}{k_a A_a} + \left[\frac{1}{L_b (k_b A_b)} + \frac{1}{L_c (k_c A_c)} \right]^{-1} + \frac{L_d}{k_d A_d}} \quad (2.18)$$

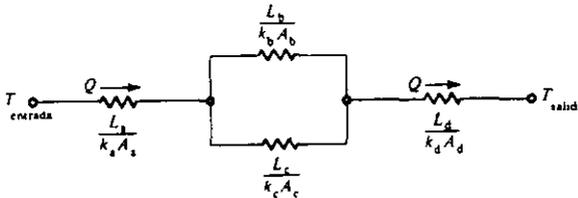


Fig. 2.6. Determinación de la resistencia equivalente de una pared compuesta, como la mostrada en la fig. (2.5c)

Se debe observar que el arreglo de combinaciones en serie - paralelo no es en realidad unidimensional, ya que el calor debe fluir en la dirección y (Transversal) al salir del material "a" y entrar en el material "b" o "c". Por ejemplo si la resistencia térmica del material "c" es mucho mayor que la del material "b", debe fluir alguna cantidad de energía en la dirección ascendente de parte del material "a" en el material "b". Esto da por resultado una variación en la temperatura en la dirección y. La medida de la desviación del modelo unidimensional depende de las resistencias relativas en las trayectorias alternas.

2.2 Convección.

Los problemas de convección en la transferencia de calor son considerablemente más difíciles que los que se encuentran en la conducción y con demasiada frecuencia es imposible encontrar soluciones analíticas. Dichas dificultades surgen del hecho de que el mecanismo básico para la convección es una combinación de conducción y movimiento de fluidos. La convección ocurre siempre

que una superficie está en contacto con un fluido que tiene temperatura diferente a la de la superficie en cuestión. Por ejemplo, considere una pared caliente vertical y, en contacto con un fluido muy frío. Con el transcurso del tiempo, el fluido en contacto inmediato con la pared se calienta por conducción, provocando que el fluido se haga menos denso. Debido a la diferencia de densidad, se obtiene una fuerza de flotación resultante, provocando que el fluido más ligero se eleve y lo reemplace otra cantidad del fluido más frío, repitiéndose continuamente este proceso. Puesto que el movimiento del fluido queda establecido por fuerzas naturales, a éste tipo de convección se le llama convección natural o libre.

Si la pared que antes mencionamos fuera la de una habitación en una casa y se pusiera a funcionar un ventilador dirigido hacia la pared, entonces una fuente externa (el ventilador) provocaría el movimiento de fluido, dando por resultado un efecto de convección forzada. Tenemos un ejemplo más de convección forzada en los radiadores de auto. De nuevo, hay una pequeña transferencia de calor por radiación de un "radiador" de auto, pero más bien el mecanismo para el flujo de calor es el de convección forzada. Si la velocidad del aire debida a la acción de un ventilador dirigido hacia la pared fuera suficientemente baja, digamos 0.5 ft/s, entonces el movimiento total del aire sería el resultado en parte debida al ventilador y parte a la fuerza de flotación, resultando una convección combinada.

En la práctica, los ingenieros usan la siguiente expresión para determinar razones de transferencia de calor por convección:

$$Q = h A(T_w - T_\infty) \quad (2.19)$$

Esta ecuación fue desarrollada por Isaac Newton, para los sistemas convectivos, por lo que también se le conoce como la ecuación de Newton para la convección.

Basándonos en la figura (2.7), tenemos:

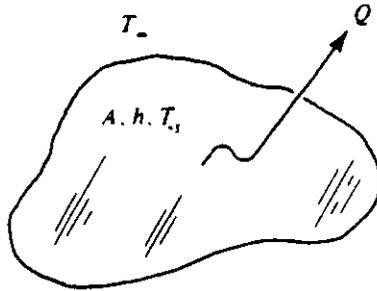


Fig. 2.7. Transferencia de calor por convección desde una superficie.

Q = calor transferido de la superficie al fluido circulante, Btu/hr o W.

A = área de la superficie, pies² o m².

T_w = temperatura en la superficie, °F o °C.

T_x = temperatura del fluido circundante, °F o °C. Se usa el subíndice ∞ para identificar aquella parte del fluido que está suficientemente alejado de la superficie como para que no le afecte ésta por medio del proceso de transferencia de calor.

h = coeficiente convectivo de transferencia de calor, Btu/hr ft² °F o bien W/m²·K.

En la tabla (2.2) del anexo 2, se presenta valores representativos del coeficiente convectivo de transferencia de calor para algunos fluidos comunes.

Se puede introducir el concepto de resistencia térmica para el flujo de calor por convección en forma semejante a la que

presentamos para el caso de la conducción de calor a través de una pared. Partiendo de la ecuación general para la transferencia de calor por convección se tiene que:

$$Q = h A(T_w - T_x) \quad (2.19)$$

Y representada en la forma:

$$Q = \frac{T_w - T_x}{\left(\frac{1}{hA} \right)} \quad (2.20)$$

Se deduce que la resistencia térmica para la convección debe ser igual a $(1/hA)$.

Considere una pared en la cual ocurre transferencia de calor por convección en la superficie de la derecha, manteniendo la superficie de la izquierda a una temperatura T_{int} , como se muestra en la figura(2.8)

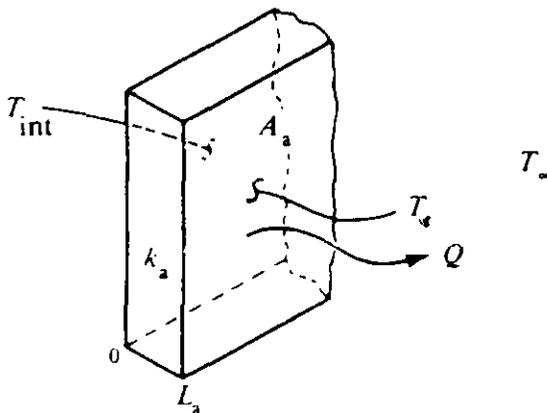


Fig. 2.8 Transferencia de Calor por Convección a través de una pared

La analogía eléctrica de la figura anterior se muestra en siguiente figura (2.9).

La ecuación que resulta para el flujo de calor, Q , es:

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\infty}}{\left[\frac{L_a}{k_a A_a} + \frac{1}{hA_a} \right]} \quad (2.21)$$

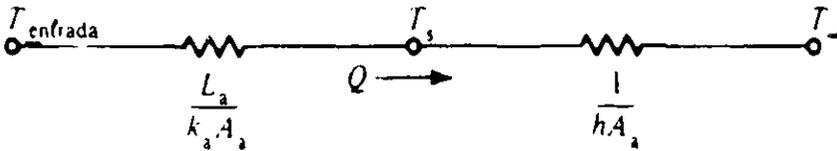
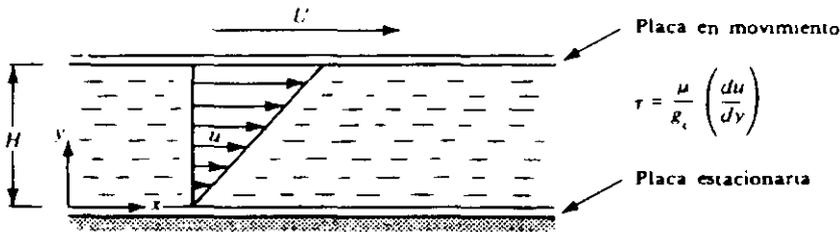


Fig. 2.9 Analogía Eléctrica de la Convección.

En general, observe que mientras la resistencia a la conducción (L/kA), depende del espesor, L , de la pared, no aparece dicho parámetro en la resistencia a la convección $1/hA$. Esta última cantidad se puede considerar como una resistencia en la superficie. La primera resistencia es una propiedad del material, mientras que la última está controlada por las leyes físicas que gobiernan la convección, es decir, es un valor local el cual cambiará según la velocidad, viscosidad, conductividad térmica, y calor específico del fluido; geometría de la superficie; presencia de fuerzas de flotamiento, etc.

2.2.1 Viscosidad.

Consideremos 2 placas paralelas, una se mueve a una velocidad u y la otra se encuentra estacionada, como se muestra en la figura (2.10)



2.

Fig. 2.10 Placas Paralelas

La fuerza necesaria, para mover la placa a una velocidad u , depende del tipo de fluido, esta fuerza produce un esfuerzo cortante, este esfuerzo en la capa adyacente a la placa superior es la razón de la fuerza al área de la superficie de la placa:

$$\tau = \frac{\mu}{g_c} \left(\frac{du}{dy} \right) \quad (2.22)$$

En cuya expresión μ es una propiedad del fluido y se le llama viscosidad y sus unidades son: $N \cdot s/m^2$ ($L_f \cdot s/ft^2$)

La razón de la viscosidad a la densidad ρ , se le llama viscosidad cinemática γ , y tiene unidades m^2/s (ft^2/s)

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.23)$$

Con un incremento en la temperatura usualmente decrece la viscosidad de un líquido y la de un gas aumenta. Es posible expresar la dependencia de la viscosidad de un gas como función de su temperatura utilizando la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{C_1 T^{3/2}}{T + C_2} \quad (2.24)$$

Esta ecuación es conocida como ecuación de Sutherland, en donde C_1 y C_2 son constantes empíricas, por ejemplo para el aire se tiene que:

$$C_1 = 7.309 \times 10^{-7} \frac{\text{lb}_f \text{seg}}{\text{ft}^2 \circ \text{R}^{1/2}} \quad \text{y} \quad C_2 = 198.74 \text{K}.$$

O bien,

$$C_1 = 5.59 \times 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2 \circ \text{K}^{1/2}} \quad \text{y} \quad C_2 = 110.4 \text{K}.$$

2.2.2 Flujos laminar y turbulento.

El flujo laminar es aquel en donde sus partículas se mueven en trayectorias bien organizadas, las capas de fluido se deslizan unas sobre otras.

En el flujo turbulento, todas sus partículas se mueven en trayectorias completamente desorganizadas.

Es posible predecir si un flujo es laminar o turbulento, si conocemos su densidad ρ ; Su velocidad media del flujo u ; viscosidad μ ; y una dimensión característica, L_c , para la geometría del flujo; esta última para una placa, es su distancia x del lado principal de la placa.

Para el flujo dentro de tubos, la longitud característica es el diámetro hidráulico, D_H , dado por:

$$D_H = \frac{4 \text{ (área de la sección transversal)}}{\text{perímetro mojado}} \quad (2.25)$$

Las cuatro cantidades anteriores, se cambian en un número sin dimensiones llamado de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho u_{prom} Lc}{\mu} \quad (2.26)$$

Este número se puede interpretar como la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas.

Cuando se examina flujo dentro de tubos circulares se ha observado que a números de Reynolds, $Re > 12,000$, es turbulento; pero tomando precauciones delicadas de laboratorio se pueden conseguir corriente laminar con $Re = 40,000$, por lo que no es posible determinar un número crítico superior que nos determine cuando un flujo esta en estado de transición o es turbulento. Cuando $Re \leq 2000$ la corriente es necesariamente laminar.

Cuando se trata de placas planas, los rangos registrados son:

$Re < 5 \times 10^5$ se considera flujo laminar.

$Re > 5 \times 10^5$ flujo en transición o turbulento.

2.2.3 El número de Nusselt.

En el estudio de la transferencia de calor por convección, estamos interesados en determinar la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido adyacente, siempre que exista una diferencia de temperatura, consideremos que la temperatura de un cuerpo en su superficie es T_w y la temperatura del vapor es T_∞ , la temperatura del fluido cercano a la frontera sólida variará de alguna forma como la ilustra en la siguiente figura (2.11).

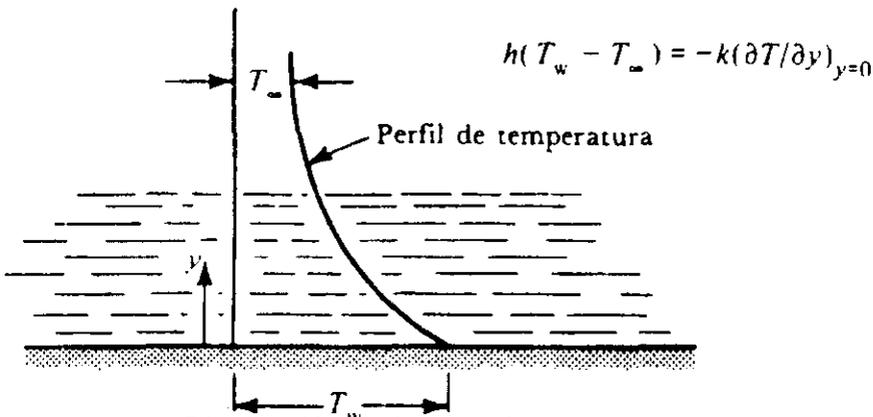


Fig. 2.11 Distribución de temperatura en un

Podemos expresar la razón de transferencia de calor, Q , de la siguiente manera:

$$Q_s = -K|_{y=0} A \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.27)$$

En cuya expresión:

K = la conductividad térmica del fluido, evaluada en $y = 0$.

$\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}$ = el valor del gradiente de temperatura en el fluido en $y=0$.

La coordenada y se mide a lo largo de la normal de la superficie.

Si se combinan las ecuaciones (2.19) y (2.27), obtendremos:

$$hA(T_w - T_\infty) = -KA \left(\frac{\delta T}{\delta y} \right)_{y=0} \quad (2.28a)$$

o bien

$$\frac{h}{K} = - \frac{1}{(T_w - T_\infty)} \left(\frac{\delta T}{\delta y} \right)_{y=0} \quad (2.28b)$$

Si se define una distancia sin dimensiones η según $\eta = (y / L_c)$, en cuya expresión L_c es una longitud característica, obtenemos:

$$\frac{h}{K} = - \frac{1}{(T_w - T_\infty)L_c} \left(\frac{\delta T}{\delta \eta} \right)_{\eta=0} \quad (2.29a)$$

O bien;

$$Nu = \frac{hL_c}{K} = - \frac{1}{(T_w - T_\infty)} \left(\frac{\delta T}{\delta \eta} \right)_{\eta=0} \quad (2.29b)$$

Si se define una temperatura sin dimensiones, θ , según $\theta = (T - T_\infty) / (T_w - T_\infty)$ la expresión anterior se puede escribir como:

$$Nu = \frac{hL_c}{K} = - \left(\frac{\delta \theta}{\delta \eta} \right)_{\eta=0} \quad (2.30)$$

La cantidad $(h L_c / K)$ que aparece en la ecuación anterior es una cantidad sin dimensiones, que recibe el nombre de número de Nusselt.

Otros números adimensionales útiles para el estudio de la transferencia de calor son:

$$E \rightarrow \text{No de Eckert}; E = \frac{U_\infty^2}{C_p \Delta T_{gc} J} \quad (2.31)$$

$$Pr \rightarrow \text{No de Prandtl}; Pr = \frac{C_p \mu}{K} \quad (2.32)$$

$$Bi \rightarrow \text{No de Biot}; Bi = \frac{hL}{K} \begin{pmatrix} \text{Resistencia interna de la cond. de calor} \\ \text{Resistencia externa de la cond. de calor} \end{pmatrix} \quad (2.33)$$

2.2.4 Capa límite.

Debido a la dificultad que existe para la solución de las ecuaciones matemáticas de cantidad de movimiento y energía se desarrollaron los conceptos de capa límite; de las cuales la teoría de Prandtl, ha demostrado ser la de mayor éxito en la simpleza de las ecuaciones.

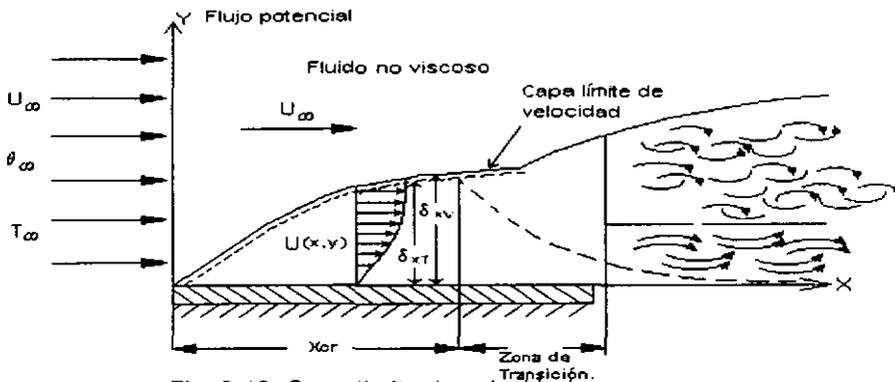


Fig. 2.12. Capa límite de velocidad

Consideremos una placa, como se muestra en la figura (2.12)

El flujo se divide en dos regiones: una capa muy delgada adyacente al cuerpo y que es la capa donde los gradientes de velocidad y temperatura varían rápidamente; una región fuera de esta conocida como flujo potencial o flujo externo, en donde las gradientes de velocidad y temperatura son muy pequeños.

El concepto de capa límite nos proporciona una buena descripción del campo de velocidad y temperatura, sean pequeños en la dirección del flujo y más grandes en la dirección perpendicular a la pared. El

espesor de la capa límite tanto de velocidad como la de temperatura aumenta en la dirección del flujo. Para fines prácticos se define al borde de la capa límite al lugar geométrico de los puntos en donde la componente de la velocidad de flujo $u_{(x,y)}$ alcanza el 99% de la velocidad U_∞ del flujo externo. Una consideración semejante se hace para la capa límite de temperatura.

Las ordenes de magnitud de los espesores de capa límite tanto de velocidad ($\delta(x)u$), como térmica ($\delta(x)T$), pueden variar de acuerdo al número de Prandtl así tenemos que para:

$Pr > 1$ tenemos que $\delta(x)u > \delta(x)T$ – corresponde para líquidos.

$Pr < 1$ tenemos que $\delta(x)u < \delta(x)T$ – corresponde para metales líquidos.

$Pr = 1$ tenemos que $\delta(x)u = \delta(x)T$ – corresponde para gases.

Las ecuaciones que rigen en la capa límite son las siguientes:

Continuidad:

$$\frac{\delta u}{\delta x} + \frac{\delta v}{\delta y} = 0 \tag{2.34}$$

Momentum en X.

$$u \frac{\delta u}{\delta x} + v \frac{\delta v}{\delta y} = -\frac{\delta P}{\delta x} + \frac{1}{Re} \frac{\delta^2 v}{\delta y^2} \tag{2.35}$$

Energía:

$$u \frac{\delta \theta}{\delta x} + v \frac{\delta \theta}{\delta y} = -\frac{1}{Re Pr} \frac{\delta^2 \theta}{\delta x^2} + \frac{E}{Re} \left(\frac{\delta v}{\delta y} \right)^2 \tag{2.36}$$

2.2.5 Convección forzada en una placa plana con flujo laminar externo.

Consideremos que el flujo se encuentra en estado estacionario en dos dimensiones, incompresible de propiedades constantes, las componentes de velocidad $u_{x,y}$ y $v_{x,y}$ satisfacen las ecuaciones, antes mencionadas, de continuidad y momentum. Para las condiciones de frontera siguientes:

$$X = 0; y = 0; v = 0 \quad (2.37)$$

$$U(x,y) \rightarrow U\infty; y = \delta(x)v. \quad (2.38)$$

Tenemos que el espesor de capa límite es:

$$\frac{\delta(x)v}{x} = \frac{4.96}{Re_x^{1/2}} \quad (2.39)$$

y la distribución de la velocidad estará determinada por:

$$u = u_x \left[\frac{3y}{2\delta(x)v} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta(x)v} \right)^3 \right] \quad (2.40)$$

El coeficiente de arrastre quedará determinado por:

$$C_x = \frac{0.664}{Re_x^{1/2}} \quad (2.41)$$

Para efectos de solución de problemas de ingeniería necesitamos un valor medio del coeficiente de arrastre que cubra desde $x = 0$, hasta $x = L$, de acuerdo a la ecuación:

$$C_{mL} = \frac{1}{L} \int_{x=0}^{x=L} C_x dx. \quad (2.42)$$

y que resulta ser exactamente $C_{mL} = 2C_x$.

$$\text{Por lo tanto: } C_x = \frac{1.328}{Re_L^{1/2}} \quad (2.43)$$

La fuerza de arrastre estará determinada por:

$$F = WLC \text{ mL } \frac{\rho u^2}{2gc} \quad (2.44)$$

Para la transferencia de calor se mantiene la placa a temperatura uniforme, el fluido es de propiedades constantes en estado estable, en dos dimensiones, incompresible y se desprecia la disipación por viscosidad por lo que tenemos:

$$U \frac{\delta\theta}{\delta x} + V \frac{\delta\theta}{\delta y} = \alpha \frac{\delta^2\theta(y)}{\delta y^2} \quad (2.45)$$

donde tomando como referencia la temperatura de la placa T_w , θ será:

$$\theta = \frac{T - T_w}{T_\infty - T_w} \quad (2.46)$$

Para las condiciones de frontera siguientes:

$$\text{Para } y = 0; \theta(y) = 0 \quad (2.47)$$

$$\text{Para } y = \delta_{(x)T}; \theta(y) = 1 \quad (2.48)$$

Se tendrá que:

$$\delta_{(x)T} = 4.51 \frac{x}{\text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}^{1/3}} \quad (2.49)$$

El perfil de temperatura quedará de la siguiente forma:

$$\theta(x, y) = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta T} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta T} \right)^3 \quad (2.50)$$

2.2.6 Coeficiente de transferencia de calor H .

Partiendo de la ecuación de Newton:

$$q = h(T_x - T_w) \quad (2.51)$$

De la ecuación de Fourier, considerando que el flujo de calor inmediatamente adyacente a la pared se puede determinar como si fuese un proceso de conducción:

$$q = -K \frac{\delta T}{\delta y} \quad (2.52)$$

Tomando en cuenta que la velocidad en la pared es cero, al combinar las dos ecuaciones anteriores y sustituyendo los valores de θ y δT , obtendremos un valor de h en función del número de Nusselt como sigue:

$$Nu = \frac{h(x)X}{K} = 0.332 Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \quad (2.53)$$

Esta ecuación es válida para un número de tramo como sigue:

$0.6 \leq Pr \leq 10$ para gases y líquidos.

Cuando el número de Prandtl es muy grande, el número de Nusselt local esta dado por:

$$Nu_x = \frac{h(x)X}{K} = 0.339 Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \quad (2.54)$$

Para aplicaciones de ingeniería es necesario trabajar con un coeficiente medio de transferencia de calor, sobre la longitud de la placa que se extiende desde $x=0$ hasta $x=L$. Por lo que el número de Nusselt será:

$$Num = 0.662 Pr^{1/3} Re_L^{1/2} \quad (2.55)$$

2.2.7 Flujo turbulento.

2.2.7.1 Coeficiente de arrastre

$$C_x = 0.592 Re_x^{-1/2} \quad (2.56)$$

para, $5 \times 10^5 < Re < 10^7$

$$C_x = 0.370 (\log Re_x)^{-2.584} \quad (2.57)$$

para, $10^7 < Re < 10^9$

$$\tau = 0.02915 \left(\frac{1}{gc} \right) (\rho u_x^2) \left(\frac{v}{U_x x} \right)^{1.8}$$

2.2.7.2 Coeficiente de transferencia de calor:

Partimos del uso del número de Stanton.

$$St = \frac{hxX}{C_p \rho U_\infty} = 0.0296 Re_x^{-1.5} Pr^{-2/3} \quad (2.58)$$

para un Reynolds $5 \times 10^5 < Re_x < 10^7$

y de:

$$St = 0.185 (\log Re_x)^{-2.584} Pr^{-2/3} \quad (2.59)$$

Para un Reynolds de $10^7 < Re_x < 10^9$

La distribución de velocidad estará determinada por:

$$\delta(x)v = \frac{0.375X}{Re_x^{1/5}} \quad (2.60)$$

La analogía de Colburn expresa que:

$$St Pr^{2/3} = 0.0288 Re_x^{-1/3}$$

$$Num = (0.036 Re_L^{4/5} - 836) Pr^{1/3} \quad (2.61)$$

La analogía de Witeker nos dice que:

$$Nux = 0.029 Re_x^{0.8} Pr^{0.43}$$

$$Num = 0.036 (Re_L^{0.8} Pr^{0.43} - 1740) + 297 Pr^{1/3} \quad (2.62)$$

Para $10^5 < Re < 5.5 \times 10^6$; $0 < Pr < 380$; $0.26 < \mu_\infty / \mu_w < 3.5$

$$Num = 0.036 Pr^{0.43} (Re_L^{0.8} - 9200) \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_w} \right)^{1/4} \quad (2.63)$$

para gradientes de temperatura grandes.

2.2.8 Transferencia de calor entre placas paralelas.

En el caso de que el flujo sea laminar y completamente desarrollado, tanto hidrodinámica como térmicamente, y una de las placas se encuentra aislada, Kays presenta dos expresiones para situaciones en que el flujo de calor por unidad de área o la temperatura de la superficie de la placa son constantes respectivamente:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 5.385 \quad (2.64)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 4.86 \quad (2.65)$$

Cuando el flujo es totalmente turbulento entre las placas y una de ellas es calentada, Kays también sugiere la siguiente expresión cuando el fluido es aire:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 0.0158Re^{0.8} \quad (2.66)$$

2.2.9 Convección natural entre placas paralelas.

Tabor sugiere las siguientes correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor entre placas paralelas cuando el medio de trabajo es aire:

1.- Placas horizontales en donde el calor fluye hacia arriba por convección.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.152Gr^{0.281} \quad 10^4 < Gr < 10^7 \quad (2.67)$$

En donde el número de Grashof está dado por la relación:

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\gamma^2}$$

En la cual:

g = constante gravitacional.

L = espacio entre las placas.

β = Coeficiente de expansión volumétrica.

γ = Viscosidad cinemática.

ΔT = diferencia de temperaturas entre las placas.

2.- Placas inclinadas a 45° en donde el calor fluye hacia arriba.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.093Gr^{0.310} \quad 10^4 < Gr < 10^7 \quad (2.68)$$

3.- Placas verticales.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.033Gr^{0.381} \quad 1.5 \times 10^4 < Gr < 1.5 \times 10^5 \quad (2.69)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.062Gr^{0.327} \quad 1.5 \times 10^5 < Gr < 10^7 \quad (2.70)$$

Las ecuaciones (2.67) a (2.70) pueden ser expresadas en forma dimensional para una temperatura de 10°C, de la siguiente forma:

$$h^* = 1.613 \frac{\Delta T^{0.281}}{l^{0.157}} \quad (2.67a)$$

$$h^* = 1.14 \frac{\Delta T^{0.310}}{l^{0.070}} \quad (2.68a)$$

$$h^* = 0.57 \frac{\Delta T^{0.381}}{l^{-0.143}} \quad (2.69a)$$

$$h^* = 0.82 \frac{\Delta T^{0.327}}{l^{0.019}} \quad (2.70a)$$

En donde:

$$h' = [w/m^2 \text{ } ^\circ K]$$

$$\Delta T = [^\circ K].$$

l = espacio entre las placas, en cm.

Si la temperatura media entre las placas T es diferente de $10^\circ C$, el coeficiente de transferencia de calor h puede corregirse mediante la relación:

$$\frac{h}{h'} = 1 - 0.018(T - 10) \quad (2.71)$$

2.3 RADIACIÓN.

A diferencia de transferencia de calor por convección, no se requiere que intervenga un espacio lleno de materia para que las superficies intercambien calor por radiación. Esto es así porque la radiación térmica es radiación electromagnética que se emite en la banda de longitud de onda entre 0.1 y 100 micrómetros (1 micra es igual a 10^{-6} metros) como resultado únicamente de la temperatura en la superficie. Por lo tanto, dicha radiación posee las mismas propiedades que los rayos X, la luz visible, y las ondas de radio, el rasgo de distinción de la radiación térmica es su banda de longitud de onda. La radiación visible ocurre entre longitudes de onda de 0.35 y 0.75 micrómetros, los rayos X ocurren entre longitudes de onda de 10^{-5} y 2×10^{-2} micrómetros. Los líquidos, sólidos, y algunos gases (especialmente vapor de agua e hidrocarburos) emiten radiación térmica como resultado de sus temperaturas. Un emisor ideal, que se

llama cuerpo negro³, emite radiación térmica según la ecuación de Stefan-Boltzmann

$$e_b = \sigma T^4 \quad (2.72)$$

En cuya expresión e_b es la potencia emisiva del cuerpo negro, y es la energía emitida por unidad de área de la superficie y unidad de tiempo; σ es la constante de Stefan-Boltzmann; y T es la temperatura en grados absolutos. Las dos escalas de temperatura absoluta que se usan son las escalas de Rankine y Kelvin. Debemos notar que:

$$T(^{\circ}R) = T(^{\circ}F) + 459.7^{\circ} \approx T(^{\circ}F) + 460^{\circ}$$

y

$$T(^{\circ}K) = T(^{\circ}C) + 273.15^{\circ} \approx T(^{\circ}C) + 273^{\circ}$$

Donde $T(^{\circ}F)$ y $T(^{\circ}C)$ son las temperaturas en grados Fahrenheit y Celsius, respectivamente. Los valores de la constante Stefan-Boltzmann en los sistemas Británico y SI son:

$$\sigma = 0.1713 \times 10^{-8} \text{ Btu/h-pie}^2 \text{ } ^{\circ}R^4 \quad (2.73)$$

$$\sigma = 5.668 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } K^4$$

Las superficies no negras radian de acuerdo con la ecuación:

$$e = \varepsilon e_b \quad (2.74)$$

Donde ε la emisividad, es una propiedad de la superficie y varía desde 0 para un reflector ideal, hasta 1 para un cuerpo negro, como se muestra en la figura (2.13).

³ Definido de otra forma, el *cuerpo negro* es el que emite y absorbe a cualquier temperatura y en cualquier longitud de onda la máxima cantidad de radiación.

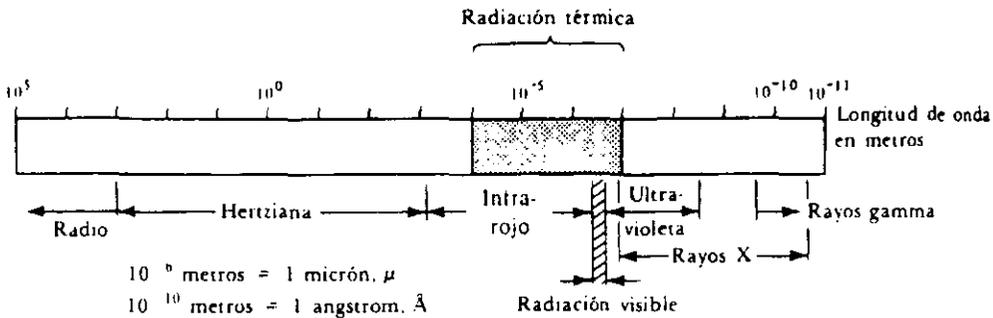


Fig. 2.13 Radiación Térmica.

2.3.1 Ley de Planck.

Cualquier ente físico con un grado de libertad, cuya coordenada es una función senoidal con respecto al tiempo (es decir realiza oscilaciones armónico-simples) solo puede poseer energías totales (E) que satisfacen a la relación:

$$E = nh\nu \quad (2.75)$$

Donde n es un número cuántico. (nivel de energía permitido)

h es la constante universal de Planck que describe la proporcionalidad entre la frecuencia de una onda electromagnética y la energía asociada con ella en el proceso de choque.

ν es la frecuencia de la oscilación de la onda electromagnética

La longitud de onda de la radiación difundida (λ') varía con la dirección de la difusión, a este fenómeno se le conoce como efecto Compton. La longitud de onda de la radiación difundida esta determinada solamente por el ángulo θ (Figura 2.14)

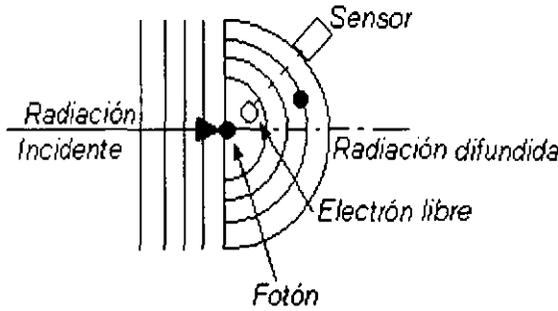


Fig. 2.14 Representación gráfica de la radiación difundida.

$$\lambda' - \lambda = \lambda_e(1 - \cos \theta) \quad (2.76).$$

Si consideramos que la velocidad de la luz, $C = \gamma\lambda = \text{constante}$.

Donde:

γ = La frecuencia

λ = Longitud de onda, la cual para el caso de los electrones es una constante cuyo valor es de 2.4262×10^{-12} m.

Despejando tenemos:

$$\gamma = C/\lambda \quad (2.77)$$

$$\lambda = C/\gamma \quad (2.78)$$

Sustituyendo en la ecuación (2.76) tenemos que:

$$\frac{C}{\gamma'} - \frac{C}{\gamma} = \frac{C}{\gamma_e} (1 - \cos \theta) \quad (2.79)$$

Dividiendo entre C:

$$\frac{1}{\gamma'} - \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{\gamma_e} (1 - \cos \theta) \quad (2.80)$$

De acuerdo a Planck

$$E = n.h.\gamma$$

Despejando la frecuencia:

$$\gamma = E/hn$$

si establecemos $n = 1$, entonces tenemos:

$$\frac{h}{E'} - \frac{h}{E} = \frac{h}{E_e} (1 - \cos\theta) \quad (2.81)$$

En donde:

$h/E' =$ Energía difundida en el proceso de choque.

$h/E =$ Radiación incidente antes del choque.

$h/E_e =$ Energía del electrón⁴.

Dividiendo entre h la ecuación (2.81):

$$\frac{1}{E'} - \frac{1}{E} = \frac{1}{E_e} (1 - \cos\theta) \quad (2.82)$$

Si consideramos que $E_e = m_e C^2$ tenemos que:

$$\frac{1}{E'} - \frac{1}{E} = \frac{1}{m_e c^2} (1 - \cos\theta) \quad (2.83)$$

La difusión de una onda electromagnética puede ser considerada como un "choque" entre la onda del electrón, lo que implica un intercambio de energía y de momentum. Además como las ondas se propagan a la velocidad de la luz, la relación entre energía y momentum, es similar a lo correspondiente al impacto de una partícula que se mueve a la velocidad de la luz.

$$C = \gamma\lambda = cte. = \gamma_e \lambda_e. \quad (2.84)$$

De la ecuación (2.76) sabemos que:

⁴ La energía del electrón también puede ser determinada aplicando la ecuación desarrollada por Einstein:
 $E = mC^2$.

$$\lambda_e = \frac{\lambda' - \lambda}{(1 - \cos\theta)}$$

Tomando la ecuación (2.84) como referencia y sustituyendo en la ecuación (2.80):

$$\frac{1}{\gamma'} - \frac{1}{\gamma} = \frac{\lambda_e}{c} (1 - \cos\theta) \quad (2.85)$$

De la ecuación anterior resumimos:

$$\frac{1}{h\gamma'} - \frac{1}{h\gamma} = \frac{1}{m_e c^2} (1 - \cos\theta); \text{ multiplicando por } h.$$

$$\frac{1}{\gamma'} - \frac{1}{\gamma} = \frac{h}{m_e c^2} (1 - \cos\theta) \quad (2.86)$$

Si sustituimos la ecuación (2.77) en la ecuación anterior:

$$\frac{\lambda' - \lambda}{C} = \frac{h}{m_e c^2} (1 - \cos\theta); \text{ multiplicando por } C: \quad (2.87)$$

$$\lambda' - \lambda = \frac{h}{m_e C} (1 - \cos\theta) \quad (2.88)$$

De donde se puede resumir que:

$$\frac{\lambda' - \lambda}{(1 - \cos\theta)} = \frac{h}{m_e C} = \lambda_e \quad (2.89)$$

Donde $\lambda_e = 0.2424 \times 10^{-11} \text{m}$

2.3.1.1 Constante de Planck.

Constante física fundamental simbolizada por la letra h . Su existencia fue descubierta en 1900 por el físico alemán Max Planck. Hasta entonces se creía que todas las formas de radiación electromagnética estaban constituidas por ondas. Planck observó ciertas desviaciones de la teoría ondulatoria en el caso de las

radiaciones emitidas por los llamados cuerpos negros, que absorben y emiten radiación de forma perfecta. Planck llegó a la conclusión de que la radiación electromagnética se emite en unidades discretas de energía, llamadas cuantos, un cuanto es el valor indivisible más pequeño posible, bajo el cual todo parámetro puede representarse. Esta conclusión fue el primer enunciado de la teoría cuántica. Según Planck, la energía de un cuanto de luz es igual a la frecuencia de la luz multiplicada por una constante. El desarrollo de la teoría cuántica ha producido un cambio radical en el concepto que se tiene en física de la luz y de la materia; en la actualidad, se considera que ambas combinan las propiedades de una onda y de una partícula. Así, la constante de Planck se ha vuelto tan importante para la investigación de las partículas de materia como para los cuantos de luz, ahora denominados fotones. La primera medida fiable de la constante de Planck (1916) se debió al físico estadounidense Robert Millikan. El valor actualmente aceptado es:

$$h = 6.624 \times 10^{-34} \text{ Js}^2.$$

Con este valor y la longitud de onda de un electrón, podemos determinar a través de la ecuación (2.89) su masa.

$$m_e = \frac{h}{\lambda_e C} = \frac{6.624 \times 10^{-34} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}}{(0.2424 \times 10^{-11} \text{ m})(3 \times 10^8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})}$$

$$m_e = 9.11 \times 10^{-31} \text{ Kg}$$

La radiación solar extraterrestre así como sus intensidades y radiaciones pueden ser descritas de la siguiente manera:

La energía radiante describe una línea de partículas llamadas fotones que viajan en ondas transversales a la velocidad de la luz. Cada fotón

posee una longitud de onda (λ) y un monto de energía (E) de acuerdo a la ecuación de Planck.

2.3.2 Propiedades de radiación básica.

Consideremos energía radiante G , chocando con una superficie, como se muestra en la figura (2.15)

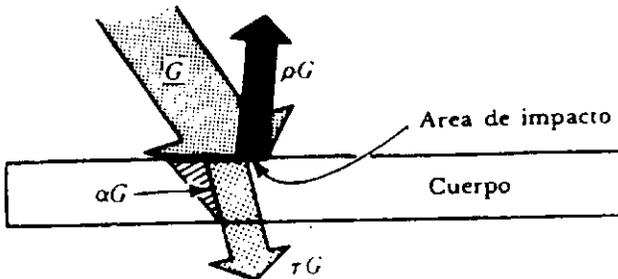


Fig. 2.15 Energía radiante a través de un cuerpo.

En donde se puede definir la absorptividad, α , como la fracción de la radiación incidente que absorbe el material; la reflectividad, ρ , como la fracción de la radiación incidente que refleja el material; y τ la transmitividad, (transmitancia) como la fracción de radiación incidente que se transmite a través del material.

La radiación reflejada puede ser difusa, especular o una combinación de las dos. Si es difusa, estará distribuida uniformemente sobre un hemisferio sobre el área de incidencia o choque. Si dicha radiación reflejada es especular, el ángulo que forma el haz reflejado con la normal a la superficie será igual al ángulo que forma el haz incidente con la normal.

Al realizar un balance de energía, podemos deducir una relación entre las propiedades de la radiación básica.

Energía que entra = Energía que sale + Energía que se absorbe.

$$G = (\rho G + \tau G) + \alpha G \quad (2.90)$$

O bien

$$\rho + \tau + \alpha = 1 \quad (2.91)$$

Para materiales opacos $\tau = 0$, y $\alpha + \rho = 1$; mientras que para la mayoría de los gases (diferentes del vapor, dióxido de sulfuro, amoníaco, e hidrocarburos), $\alpha = 0$, $\rho = 0$ y $\tau = 1$. Para un cuerpo negro, $\tau = 0$, $\alpha = 1$ y $\rho = 0$. En general la absorptividad la reflexividad y la transmisividad de un cuerpo dependen de las temperaturas de la fuente de radiación y de la naturaleza de la superficie.

Con el fin de calcular la energía radiante que gana una superficie, se define una cantidad, F_{1-2} que se llama factor de contorno y es la fracción de energía que sale de la superficie 1 y se dirige hacia la superficie 2. Una vez que se conocen el factor de contorno, la potencia emisora de cuerpos negros y las propiedades de radiación de las superficies que intercambian energía radiante, podemos determinar la razón de ganancia o pérdida de energía radiante de una superficie y la razón de intercambio radiante entre superficies, como se muestra en la figura (2.16)

Por ejemplo, considere que la superficie 1 posee una emisividad constante y que se encuentra completamente encerrada por la superficie 2. Si la superficie 2 es negra y/o si el área de la superficie 2 es mucho mayor que el área de la superficie 1, entonces la razón neta

de pérdida de energía radiante de la superficie 1 se puede calcular con la ecuación

$$Q = A_1 \varepsilon_1 (e_{b1} - e_{b2}) \quad (2.92)$$

La cantidad ε_1 es la emisividad de la superficie 1. Es interesante observar que para esta situación física, las magnitudes de la energía transportada por convección y radiación son exactamente del mismo orden de magnitud.

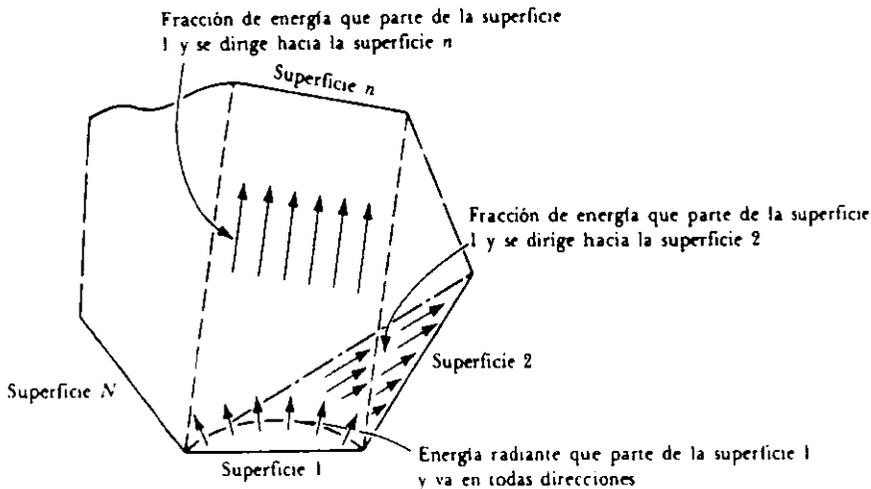


Fig. 2.16. Relación de intercambio de energía radiante entre superficies.

Con frecuencia, cuando la diferencia de temperatura entre una superficie y sus alrededores es pequeña, se define un coeficiente de radiación de transferencia de calor, h_r , en la forma siguiente:

$$Q = h_r A (T_1 - T_2) \quad (2.92)$$

En cuya expresión:

A es el área de la superficie, ft^2 o m^2

T_1 es la temperatura de la superficie, $^{\circ}R$ o $^{\circ}K$

T_2 es la temperatura de las superficies en los alrededores, $^{\circ}R$ o $^{\circ}K$, y

h_r es el coeficiente radiactivo de transferencia de calor, $Btu/hr-ft^2^{\circ}F$ o W/m^2K

y se define según la expresión:

$$h_r = e\sigma(T_1^3 + T_1^2T_2 + T_1T_2^2 + T_2^3) \quad (2.93)$$

Se tiene que una forma aproximada para h_r es

$$hr = 4\varepsilon\sigma T_m^3 \quad (2.94)$$

Donde

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2},$$

ε , es la emisividad de la superficie, σ es la constante de Stefan-Boltzmann y toda la energía radiante que sale de la superficie causa impresión en los alrededores.

El error en la transferencia de calor, Q , que resulta debido al uso de la ecuación (2.92) está dada por:

$$\%error \approx 10^2 \left(\frac{T_1 - T_2}{2T_m} \right)^2 \quad (2.95)$$

Por ejemplo, considere que la superficie 1 es negra y que toda la energía radiante que sale de la superficie 1 choca con la superficie 2. Si T_1 es $140^{\circ}F$ y T_2 es $60^{\circ}F$, el error que resulta al usar la ecuación (2.92) es aproximadamente de 2%.

Para los niveles de temperatura que antes se indican, el coeficiente de radiación de transferencia de calor es $1.2 Btu/h-pie^2^{\circ}F$.

Dicho coeficiente tiene aproximadamente el mismo valor que el coeficiente convectivo libre de transferencia de calor en la superficie de un radiador a 140^oF en la habitación que se encuentra a 60^oF.

Por esta razón se juntan, con frecuencia, los dos coeficientes en un solo "coeficiente de transferencia de calor" que considera a la vez el transporte de radiación y convectivo de la energía térmica.

2.4 Balance de energía y la primera ley.

La ecuación que se usa con frecuencia para hacer un balance de energía en análisis de transferencia de calor no es sino una forma matemática de la primera ley de la termodinámica. Los pasos que se describen a continuación, se siguen en general cuando se aplica la primera ley a un sistema con masa fija, con el propósito de hacer análisis de transferencia de calor.

(1) La razón, con respecto al tiempo, de transferencia de calor se puede designar por Q.

(2) La razón, con respecto al tiempo, del trabajo hecho para sistemas sólidos y líquidos es muy pequeña, ya que el cambio de volumen es pequeño y, por lo tanto, se puede desprestigiar el término trabajo.

(3) La razón, con respecto al tiempo, del cambio de energía interna del sistema se puede escribir como dU/dr . Para situaciones de estado estacionario este término es igual a cero.

Así, para fines de análisis de transferencia de calor, el balance de energía para un sistema con masa fija se puede escribir como sigue:

$$\sum_i Q_{int,i} - \sum_j Q_{ext,j} = \frac{dU}{dt} \quad (2.96)$$

En cuya expresión Q_{int} Y Q_{ext} son la razón de transferencia de calor dentro del sistema y la razón de transferencia de calor fuera del sistema, respectivamente.

Para una situación de estado estacionario, el balance de energía para un sistema con masa fija nos da:

$$\sum_i Q_{int,i} = \sum_j Q_{ext,j} \quad (2.97)$$

Como ya hemos visto en las primeras secciones de este capítulo, conducción, convección y radiación contribuyen en los términos Q_{int} Y Q_{ext} que aparecen en las ecuaciones antes dadas.

Cuando no se conoce la temperatura en la superficie de un cuerpo dado que experimenta conducción, convección y/o radiación, es conveniente tratar las Q como positivas, esto es, suponer que hay transferencia de calor dentro del sistema debida a una variedad de razones. Considere una paja de pasto en un campo abierto. La superficie superior del pasto está expuesta o "ve" el cielo nocturno. En una noche clara, la temperatura efectiva del cielo nocturno puede ser tan baja como -40°F . La superficie superior del pasto perderá calor por radiación al cielo, y, si éste se encuentra en equilibrio térmico, deberá obtener calor del aire por convección ya que prácticamente no se conduce calor del piso al cielo a través del pasto mismo. La temperatura del piso y el pasto son aproximadamente iguales, dando por resultado

un intercambio muy pequeño de energía radiante entre ambos, que por tanto se puede despreciar.

Luego

$$Q_{\text{entrada}} = Q_{\text{salida}}$$

o bien

$$Q_{\text{conv}} = Q_{\text{rad}} > 0$$

Sabemos que para que haya convección de calor al pasto

$$Q_{\text{conv}} = hA_{\text{superficie}} (T_{\text{aire}} - T_{\text{pasto}})$$

Para que Q_{conv} sea una cantidad positiva, T_{pasto} debería ser menor que T_{aire} , y en consecuencia la temperatura en la superficie se rebaja artificialmente. También observamos que, para una Q dado, cuanto menor es h , mayor se hace la diferencia de temperatura entre la superficie del pasto y el aire. Ya que h aumenta con el crecimiento de la velocidad del aire, en una noche tranquila h será pequeña y T_{pasto} puede bajar hasta el punto de congelación. Cuando esto sucede, pueden ocurrir heladas, aun cuando T_{aire} puede ser de 35 a 45°F (figura (2.17)).

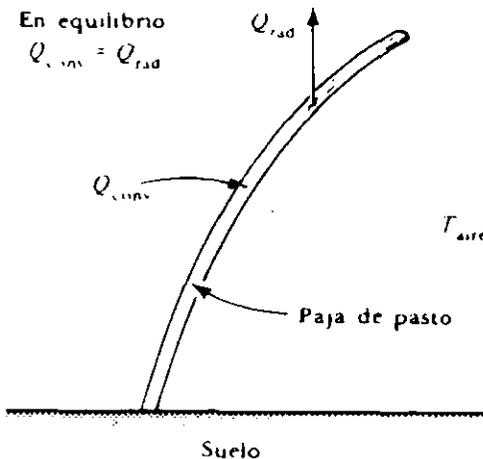


Fig. 2.17. Helada Blanca.

A tal tipo de heladas se les conoce como heladas "blancas" y pueden dañar a cierto tipo de frutas y vegetales. En algunos estados donde crecen las naranjas y las manzanas, los granjeros usan con frecuencia objetos para colocar sombrillas de humo sobre los árboles frutales, con el fin de proteger a la fruta en contra del cielo nocturno helado. En otros casos, los granjeros usarán grandes ventiladores accionados por máquinas de aeroplanos para incrementar la velocidad del aire y, en consecuencia, incrementar el valor de h , de tal modo que $(T_{\text{aire}} - T_{\text{pasto}})$ se hace pequeña para una Q dada y así evitan la formación de escarcha.

2.5 Coeficiente de transferencia de calor total, U .

Si tenemos dos fluidos separados por una pared metálica plana de conductividad k , y espesor L , y si mantienen los fluidos a temperaturas constantes, T_h y T_c , la cantidad de calor transferido, Q , está dada por :

$$Q/A = h_h(T_h - T_1) = k \left(\frac{T_1 - T_2}{L} \right) = h_c(T_2 - T_c)$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{(T_h - T_1) + (T_1 - T_2) + (T_2 - T_c)}{\frac{1}{h_h} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_c}} \tag{2.84}$$

o bien,

$$Q/A = U(T_h - T_c) \tag{2.85}$$

Donde U , el coeficiente de transferencia de calor total, está dado por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_c} \quad (2.86)$$

En las expresiones anteriores, h_h y h_c son los coeficientes convectivos de transferencia de calor en el lado caliente y en el lado frío de la pared metálica, y T_1 y T_2 representan las temperaturas de las dos caras de la pared.

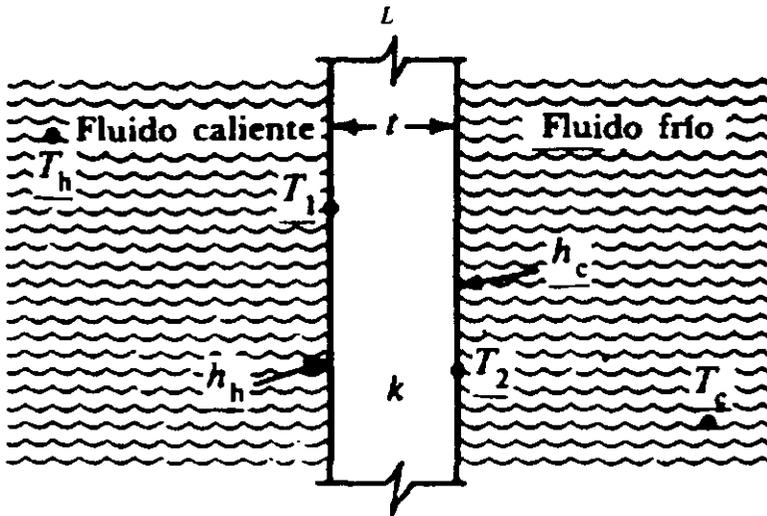


Fig. 2.18. Transferencia de Calor a Través de una pared plana.

3 El colector solar

Un colector solar es un dispositivo que transforma la energía radiante en calor utilizable. La principal transferencia de energía se realiza desde una fuente distante, como el Sol y un fluido.

3.1 Tipos de colectores solares.

3.1.1 Sistema de absorción plano. (Bajas temperaturas)

Tiene como misión captar y transferir el calor y está constituido por paneles solares, compuestos generalmente por los siguientes elementos:

- Superficie captadora de la radiación solar
- Circuito por donde circula el fluido que transfiere el calor captado
- Cubierta transparente
- Aislamiento térmico
- Caja protectora que acópla el conjunto al resto de la instalación

La placa captadora, figura (3.1), es el elemento principal que recoge la radiación solar y transmite el calor que ésta transporta.



Fig. 3.1 placa captadora o absorbedor solar.

Está construida de material metálico negro, o plástico, cuando la temperatura es inferior a 50°C. Se orienta hacia el Sur con una inclinación igual a la latitud geográfica del lugar.

Esta placa debe absorber la máxima radiación posible para convertirla en energía térmica con el mayor rendimiento y transferir la mayor cantidad posible de calor al fluido portador. Para mejorar estas placas se emplean los llamados "recubrimientos selectivos", productos de máxima absorción de radiación y mínima emisión.

El circuito por donde circula el fluido que transporta el calor puede ser:

- Pasivo o por circulación natural (termosifón)*
- Activo o por circulación forzada (bombeo)*

Cuando el fluido de trabajo es agua; el circuito puede ser:

- Abierto: utiliza agua de la red general, que se hace pasar por el colector; este sistema presenta problemas de corrosión e incrustaciones*
- Cerrado: emplea agua tratada en un circuito que cede el calor al agua de consumo en un intercambiador de calor*

La figura (3.2) muestra como ejemplo un equipo de captación acumulación de energía solar en circuito cerrado con bombeo, uno de los sistemas más usados en la actualidad.

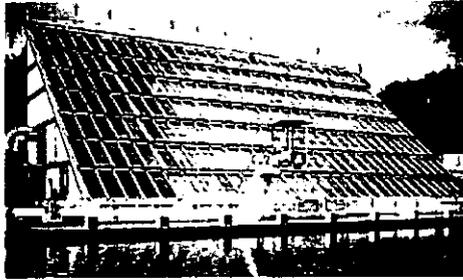


Fig. 3.2 Aplicación del colector plano para calefacción de alberca.

El rendimiento del colector aumenta utilizando una cubierta transparente que protege la placa colectora y produce un efecto invernadero al atrapar el calor incidente. Estas cubiertas son de vidrio, plásticas o combinaciones de estos materiales; la elección del material y del número de cubiertas suele depender del costo y del aumento del rendimiento obtenido.

El aislamiento térmico reduce las pérdidas de calor, utilizándose como tal lana de vidrio o corcho sintético.

La caja protege todos los elementos del colector y permite ensamblar sus diferentes componentes, solándose presentar en variados aspectos y materiales. Sus superficies se suelen tratar con pinturas resistentes al ambiente en que va a ser instalada.

Finalmente, para mejorar el rendimiento de los colectores de placa plana se puede eliminar el aire del espacio situado entre la superficie absorbente y la cubierta transparente. A este tipo de colector se le conoce con el nombre de "colector de vacío", cuyo costo es más del doble del de los convencionales, pero que permite obtener temperaturas muy próximas a los 100 °C.

3.1.2 Colectores planos compuestos.

Un método para incrementar el área efectiva de un colector es utilizando uno o más espejos para reflejar energía adicional dentro del colector.

Uno de estos arreglos es conocido como tipo V, éste concentra la energía solar directa aún cuando los rayos no son paralelos al eje óptico. Consiste en un colector plano y dos espejos planos colocados simétricamente en sus costados, como se muestra en la figura (3.3).

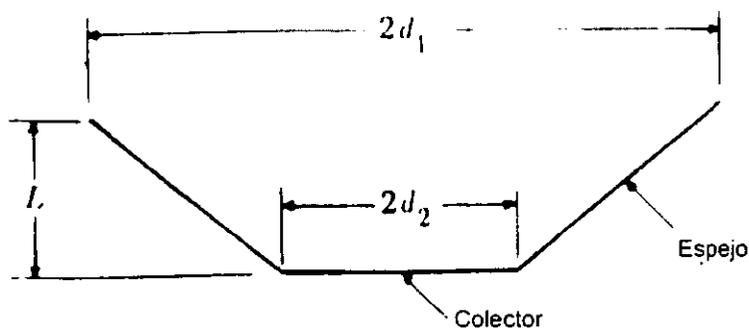


Fig. 3.3. Vista en sección del concentrador en V.

De la figura podemos observar que las dimensiones del colector son $2d_2$ unidades de ancho, el paso es de L unidades de profundidad y tiene una apertura de $2d_1$ unidades. El paso (cavidad) puede ser rellenado con alguna sustancia teniendo un índice de refracción, n .

Cuando los rayos solares son incidentes sobre la apertura de entrada con ángulo aún desaliñado θ , los rayos son refractados por el material de relleno y reflejados por los espejos dentro del colector.

Los dos rayos críticos que iluminan completamente al colector están mostrados en la figura (3.4), ambos rayos deben ser dirigidos a

las esquinas del colector. Siguiendo al rayo reflejado por el espejo a través del concentrador obtenemos:

$$\text{sen } \theta = n \text{sen} \left[\tan^{-1} D(C + 1) - 2 \tan^{-1} D(C - 1) \right] \quad (3.1)$$

Donde D es la relación (d_2/L) de la mitad del ancho del colector con su profundidad y C es la razón de concentración d_1/d_2 .

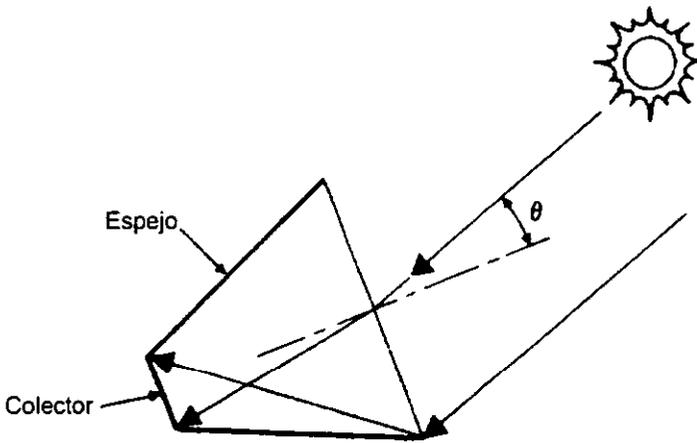


Fig. 3.4. Descripción del camino que siguen los rayos en el concentrador V.

La concentración es máxima cuando el paso está apropiadamente alineado ($\theta = 0$) y toda la radiación solar incidente es dirigida al colector.

Muchos investigadores han descubierto que si las superficies reflectoras son curvas, arcos parabólicos en lugar de planos, se puede conseguir la máxima razón de concentración.

Un concentrador de este tipo conocido como CPC, está formado por dos arcos parabólicos como se muestra en la figura (3.5).

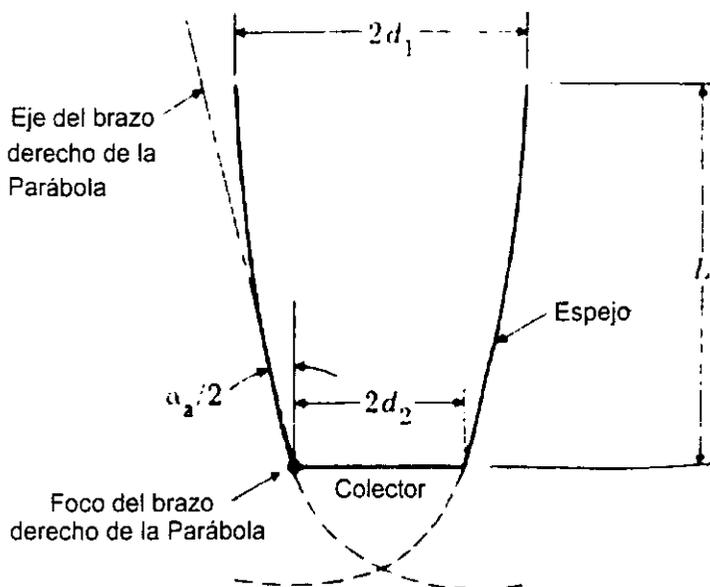


Fig. 3.5. Colector plano compuesto (CPC).

Los ejes de los arcos parabólicos forman un ángulo compuesto con el eje del colector igual al medio ángulo de aceptación $\alpha_a/2$.

A diferencia de un concentrador en V , el CPC produce la misma razón de concentración para cualquier ángulo, dentro del rango del ángulo de aceptación.

Otros tipos de concentradores se muestran en la figura (3.6).

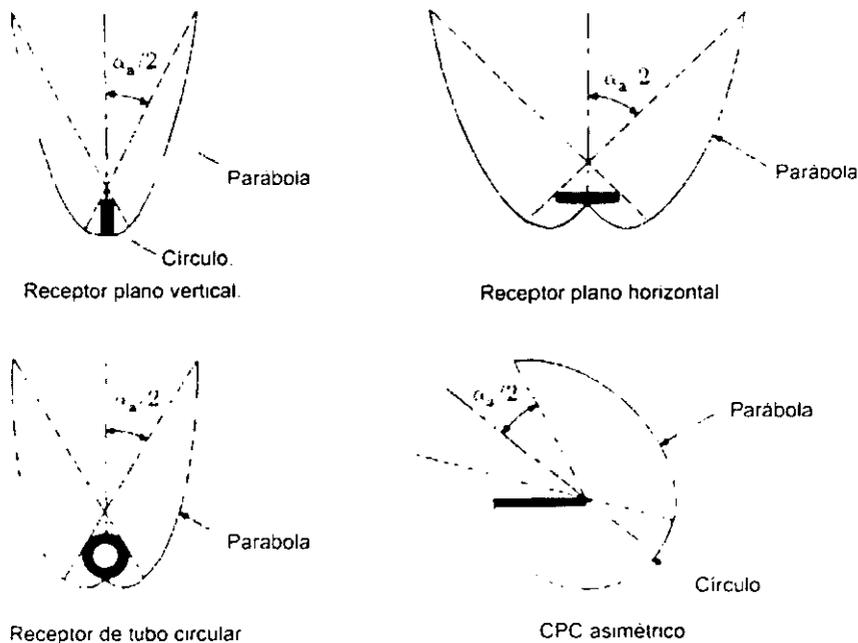


Fig. 3.6. Tipos de colectores concentradores planos

3.1.3 Colectores concentradores.

Dentro de los colectores concentradores se distinguen dos tipos principales que se derivan por la temperatura de transferencia:

- Los colectores cilindro- parabólicos (Temperaturas medias de transferencia)
- Helióstatos. (temperaturas altas de transferencia)

Para obtener temperaturas superiores a los 100°C se debe concentrar la radiación solar, para lo que se pueden utilizar lentes o espejos. Canalizando la radiación hacia un punto o una superficie

llamado "foco", éste eleva su temperatura muy por encima de la alcanzada en los colectores planos.

Aunque la superficie que recibe los rayos concentrados puede tener cualquier forma dependiendo de la técnica usada; en la actualidad la solución más favorable para una concentración de tipo medio (temperaturas menores de 300°C) es el "colector cilindro-parabólico". Este colector, representado esquemáticamente en la figura (3.7), consiste en un espejo cilindro-parabólico que refleja la radiación recibida sobre un tubo de vidrio dispuesto en la línea focal.

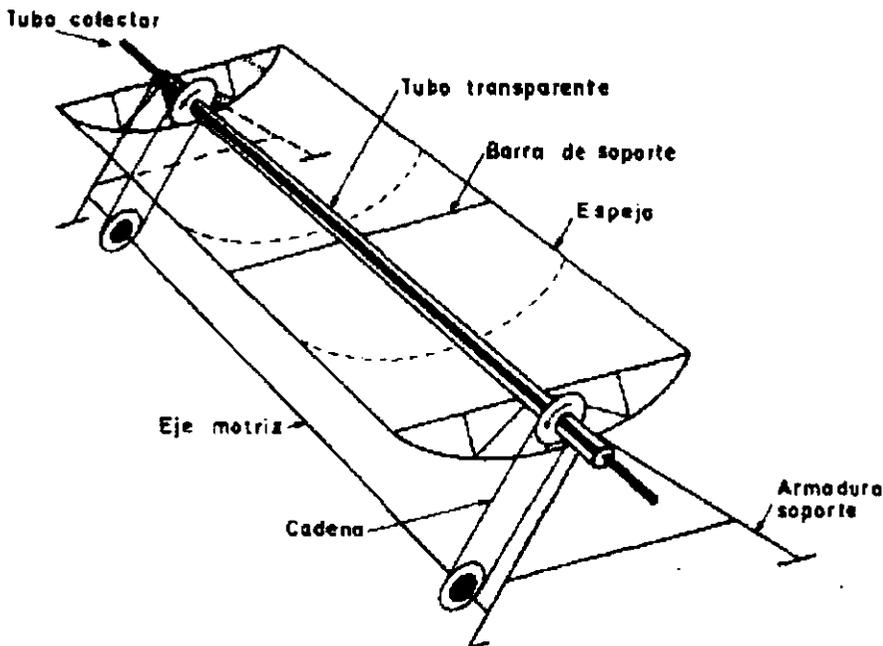


Fig.3.7 Colector cilindro parabólico

Dentro del tubo de vidrio están el absorbedor y el fluido que transporta el calor.

Para que se puedan concentrar los rayos solares, estos colectores se montan igual que los planos, es decir, mirando al sur y con una inclinación igual a la latitud del lugar. Además necesitan un dispositivo que vaya haciendo girar los espejos a lo largo del día, para sincronizarlos con el movimiento aparente del Sol.

Los colectores cilindro-parabólicos, aparte de poder operar a temperaturas superiores a las de los planos, tienen la ventaja de requerir depósitos de acumulación más pequeños y de tener menores superficies de absorción y menores pérdidas de calor. No obstante, son más caros.

Aunque los colectores cilindro-parabólicos son aplicables en la misma gama de necesidades que los colectores planos, al poder desarrollar temperaturas considerablemente superiores tienen interesantes posibilidades de utilización industrial. Por ejemplo: se están usando asociaciones de un cierto número de estos colectores en las llamadas "granjas solares", figura (3.8), pudiendo ser utilizados para la producción de calor o electricidad. La energía así obtenida se aplica a procesos térmicos industriales, desalinización de agua de mar, refrigeración y climatización.

Existen otros tipos de colectores concentradores. La figura (3.9) muestra un colector lineal de cubeta con lente de Fresnel; cuyo funcionamiento es el siguiente: La radiación solar que atraviesa a la lente se desvía de manera que incide en forma perpendicular sobre una pequeña placa de absorción colocada en el fondo de una cubeta la cual contiene el líquido de transferencia. Este tipo de colector

concentrador también requiere un mecanismo de seguimiento y solo puede captar la radiación directa con el cielo despejado.



Fig.3.8 Colectores solares para granjas.

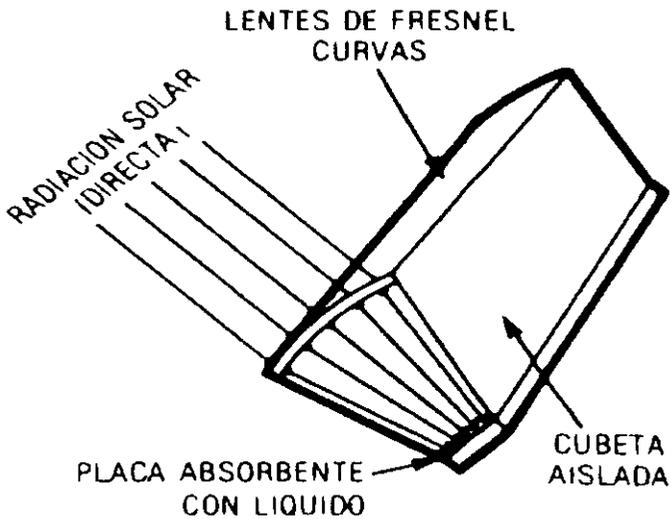


Fig.3.9 Colector lineal de cubeta con lente de Fresnel

La figura (3.10) muestra un colector compuesto por espejos parabólicos. Este tipo de espejo tiene la propiedad de que capta la radiación solar tanto directa como difusa sin la necesidad de seguir al Sol. Puede ser necesario hacer algunos cambios periódicos en el ángulo de inclinación.

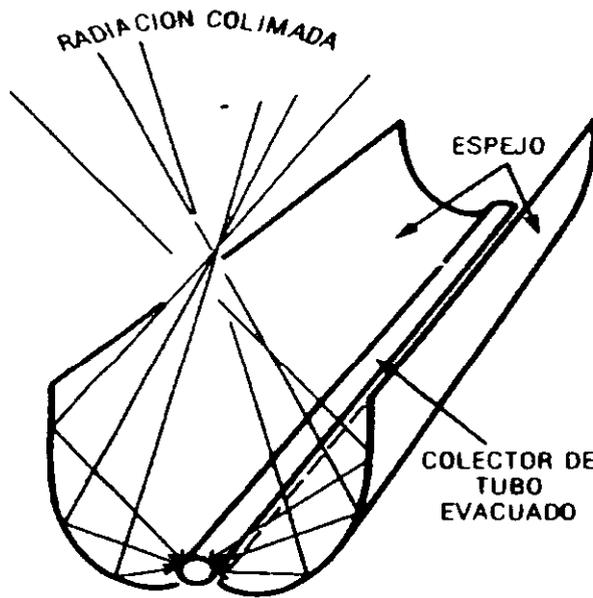


Fig.3.10 Colector tipo parabólico

Para conversiones térmicas superiores a los 300°C , encaminadas a la producción de energía eléctrica a gran escala, es necesario concentrar la radiación solar mediante grandes paraboloides o un gran número de espejos enfocados hacia un mismo punto. El sistema más extendido es el de receptor central, formado por un campo de espejos orientables, llamados "Helióstatos",

figura (3.11), que concentran la radiación solar sobre una caldera situada en lo alto de una torre.

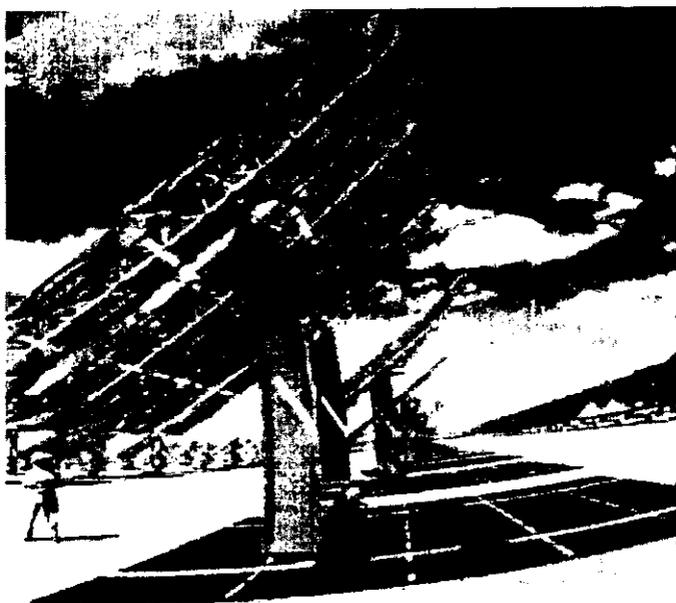


Fig.3.11 Campo de helióstatos.

El calor captado en el absorbedor es cedido a un fluido portador circulando en circuito cerrado y que, debido a las altas temperaturas que ha de soportar (superiores a 500°C) suele ser sodio fundido o vapor de agua a presión. Este fluido primario caliente se hace pasar a un sistema de almacenamiento, para luego ser utilizado en un sistema de generación de vapor, que alimenta a una turbina. Esta actúa sobre un alternador, que permite obtener energía eléctrica.

La tecnología de las centrales solares se encuentra actualmente en fase de pleno desarrollo. Las instalaciones existentes se pueden considerar sólo como plantas de experimentación que permiten obtener, de momento, una rentabilidad en forma de innovación

tecnológica. Por lo tanto, estas centrales están aún muy lejos de resolver el problema energético, aunque se pueden considerar válidas como un modesto complemento de las centrales térmicas convencionales.

3.2 Descripción de los colectores planos

En la figura (3.12) se muestra la sección de un colector plano cuyo fluido de trabajo es agua; el cual tiene siete partes principales:

- Placa de cubierta.
- Capa absorbente.
- Placa de absorción.
- Conductos para que circule el medio de transferencia.
- Aislamiento.
- Caja para el colector.
- Juntas y selladores.

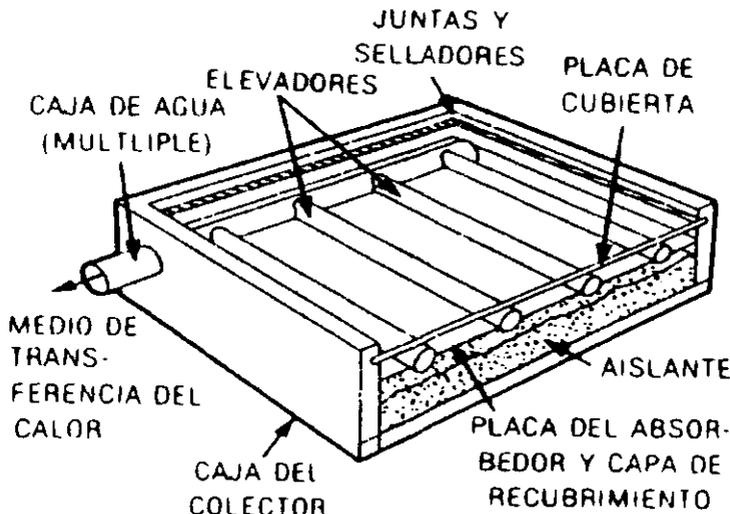


Fig.3.12 Principales partes de un colector plano

La cubierta es una lámina de vidrio transparente colocada sobre la placa de absorción, creando un espacio en el colector. Los rayos del sol pueden atravesar el vidrio y son transformados en energía calórica en la placa de absorción, así mismo, está ayuda a disminuir la cantidad de energía que escapa por el frente del colector. En algunos diseños se pone un vidrio doble o triple, como protección adicional contra las pérdidas de calor.

La placa de absorción recoge la energía calórica transmitida a través de la cubierta; la cual lleva una capa de absorción de color negro para incrementar su capacidad de absorber energía sin reflejarla. Tiene también conductos por los cuales puede circular el medio de transferencia, ya sea aire o un fluido, para llevar el calor hasta el depósito.

Esos conductos incluyen cabezales y elevadores. Los cabezales de circulación son conductos principales a través de los cuales el medio de transferencia entra al colector y sale de él. Se colocan en las partes superiores e inferiores del colector o a los lados de éste. Los elevadores son conductos o tubos que distribuyen el medio de transferencia por la superficie del colector. Están conectados a los conductos principales y guardan distancias iguales entre uno y otro extremo.

Los materiales aisladores se introducen detrás de la placa de absorción y alrededor del perímetro de la misma, con lo que impiden la pérdida de calor por detrás y por los lados del colector. Todos los componentes del colector plano están colocados en una caja hermética. Esta caja del colector impide que la humedad, la

suciedad, el polvo y el aire penetren por el colector y disminuyan su rendimiento. Se emplean selladores o juntas de caucho para fijar la cubierta de vidrio a la caja. Estos impiden el paso a los contaminantes, pero permiten que se retire la cubierta con facilidad en caso de reparaciones.

Los colectores planos se clasifican según el tipo de fluido de transferencia que se emplea, el cual puede ser aire, líquido como el agua, fluido de silicón o algún otro fluido.

La figura (3.13) muestra un corte transversal de un colector plano cuyo medio de transferencia es agua.

Este tipo de colector es el que más comúnmente se usa en los sistemas que proporcionan agua caliente y calefacción. Comparado con el tipo cuyo medio de transferencia es aire ofrece ciertas ventajas en cuanto a almacenamiento del calor y distribución del mismo.

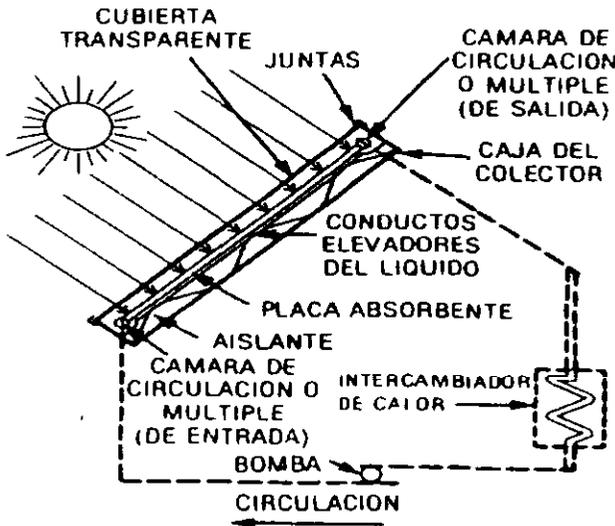


Fig.3.13 Corte transversal de un colector plano

El funcionamiento de este tipo de colectores es muy sencillo. La radiación solar atraviesa la cubierta de vidrio y cae sobre la capa que cubre la placa de absorción. La capa permite que la placa absorba la radiación y la convierta en calor utilizable. A su vez, este calor es absorbido por el medio de transferencia en los conductos de fluido de la placa. Una bomba, conectada en el circuito del colector hace circular el fluido caliente hasta un transmisor térmico. Este transmisor forma parte de un circuito secundario de bombeo, el cual toma el calor conducido por el fluido y lo transmite al medio ambiente ó a un tanque de almacenamiento.

La figura (3.14) muestra un corte transversal de un colector plano cuyo medio de transferencia es aire.

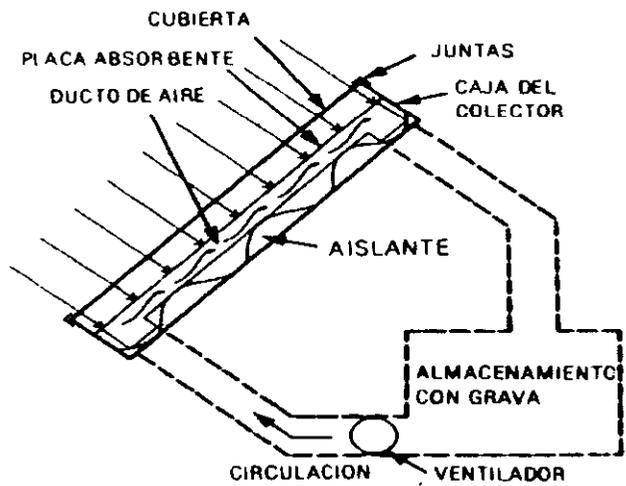


Fig.3.14 Colector plano, cuyo medio de transferencia es aire.

Este tipo de colector se usa más comúnmente en los sistemas de energía solar que proporcionan calefacción, su empleo para calentar el agua es limitado.

La operación de este tipo de colector es similar al de la figura (3.13). Sin embargo el aire tiene menos capacidad térmica que el agua o los otros fluidos de transferencia. Como resultado, el colector de tipo aire es por lo general mucho más voluminoso que un colector cuyo medio de transferencia es agua. Las placas de absorción son más grandes; los conductos angostos para fluido se substituyen con tubos para aire mucho más grandes; la superficie interior de la placa de absorción tiene que ser rugosa y en algunas ocasiones se le adaptan aletas u otros dispositivos semejantes para crear turbulencia; debido a que el aire no transfiere eficientemente el calor de la placa de absorción si fluye en capas uniformes.

En el caso de estos colectores, la bomba del circuito del colector se substituye con un ventilador y el tanque con líquido para almacenamiento se substituye con un lecho mucho más grande.

La Tabla (3.1) muestra una lista de algunos de los materiales que se están usando para los componentes del colector. Tanto el diseño como los materiales de fabricación pueden influir en el rendimiento.

3.2.1.1 Componentes del Colector	Materiales Empleados.
Placa de cubierta.	Vidrio, laminado de fibra de vidrio, hojas y películas termoplásticas.
Capa de la placa absorbente.	Óxidos metálicos selectivos, o pintura negra no selectiva.
Placa absorbente.	Cobre, aluminio, acero inoxidable o al carbón.

<i>Conductos del fluido.</i>	<i>Tubo de aluminio o cobre, espacios integrales en la placa absorbente.</i>
<i>Aislante</i>	<i>Fibra de vidrio, espuma de vidrio, termoplásticos espumosos.</i>
<i>Caja.</i>	<i>Metal, concreto en panel, laminado de fibra de vidrio, termoplásticos extruidos.</i>
<i>Juntas.</i>	<i>Silicón, EPDM, butilo, elastómeros PVC.</i>
<i>Medio de transferencia de Calor.</i>	<i>Aire, agua, fluido de silicón, aceites- hidrocarburos, mezcla de agua y glicol.</i>

Tabla 3.1 Materiales más comúnmente empleados en la construcción de un colector

El diseño y el rendimiento de estos dos tipos de colectores planos es bien conocido. Son particularmente eficientes a bajas temperaturas para calentar el agua y el ambiente. No son tan eficientes como otros colectores a las temperaturas más altas.

Por lo general, el rendimiento o eficiencia del colector se mide como la razón entre la energía útil y la energía que incide sobre el colector, como se expresa en la ecuación siguiente:

$$\frac{\text{Energía captada}}{\text{Energía disponible}} \times 100 = \% \text{ de eficiencia del colector} \quad (3.1)$$

Tres factores principales influyen en la eficiencia del colector plano:

- La razón a la cual se extrae el calor del colector (F_R)
- Las pérdidas de calor en el colector (U_L)
- La cantidad de energía transmitida a través de la cubierta y absorbida por la placa.

Si se conocen estos tres factores es posible pronosticar con precisión el rendimiento del colector. Por lo general se establecen y se controlan al diseñar cuatro partes principales del colector:

- Las cubiertas transparentes
- La capa que cubre a la placa de absorción
- La capa de absorción
- El aislamiento del colector

3.2.2 Sistema de cubiertas.

La superficie debe absorber la energía que incide sobre una superficie transparente, reflejada desde la superficie o transmitida a través de la superficie.

$$\begin{aligned} \text{Energía total} &= \text{Energía absorbida} + \text{Energía reflejada} + \text{Energía transmitida} \\ E &= \alpha + \rho + \tau \end{aligned} \quad (3.2)$$

La transmisión, reflexión y absorción son función de la radiación que entra, espesor, índice de refracción y el coeficiente de extinción del material; generalmente el índice de refracción n y el coeficiente de extinción k de la cubierta del material, son función de la longitud de onda de la radiación.

Para superficies lisas, Fresnel desarrolló expresiones para la reflexión de la radiación despolarizada pasando por el medio uno con un índice de refracción n_1 y un medio dos con un índice de refracción n_2 .

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.3)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.4)$$

$$r = \frac{I_r}{I_i} = \frac{1}{2}(r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad (3.5)$$

Donde θ_1 y θ_2 son los ángulos de incidencia y refracción como se muestra en la figura (3.15).

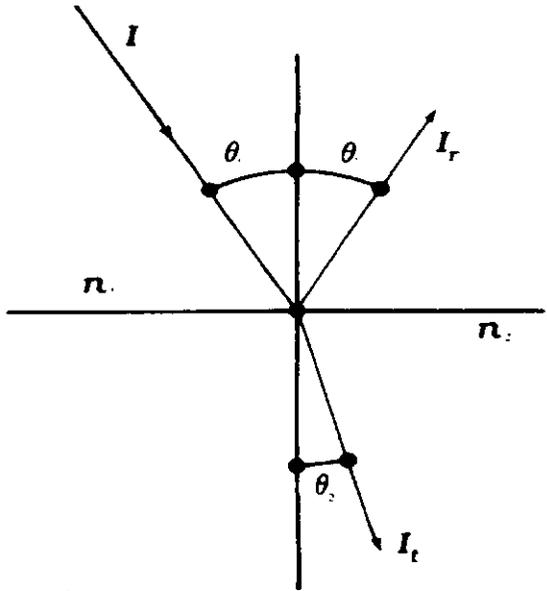


Figura 3.15. Ángulos de incidencia y refracción en una interfase.

La ecuación (3.3) representa la componente perpendicular de la radiación despolarizada, r_{\perp} , y la ecuación (3.4) representa la

componente paralela de la radiación r_{\parallel} , La ecuación (3.5) da la reflexión de la radiación como el promedio de las dos componentes. Los ángulos θ_1 y θ_2 están relacionados con los índices de refracción según la ley de Snell.

$$n = \frac{\text{sen}\theta_2}{\text{sen}\theta_1} \quad (3.6)$$

De esta manera si el ángulo de incidencia e índice de refracción, son conocidos, la ecuación (3.3), (3.4), (3.5) y (3.6) son suficientes para calcular la reflectancia para una sola cubierta.

Para radiación con incidencia normal, θ_1 y θ_2 son iguales a cero, y las ecuaciones (3.5) y (3.6) pueden ser combinadas para obtener:

$$r(o) = \frac{I_r}{I_i} = \left(\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right)^2 \quad (3.7)$$

Si el medio de trabajo es aire, la ecuación (3.7) será:

$$r(o) = \frac{I_r}{I_i} = \left(\frac{n - 1}{n + 1} \right)^2 \quad (3.8)$$

En aplicaciones solares, la transmisión de la radiación es a través de una capa o película de material por lo que hay dos interfaces por cubierta que causan pérdidas reflexivas. Para una incidencia fuera de la normal, la radiación reflejada en la cara interna es diferente para cada componente de polarización, por lo que la radiación transmitida y la reflejada llega a ser parcialmente polarizada; consecuentemente es necesario tratar cada componente de polarización por separado.

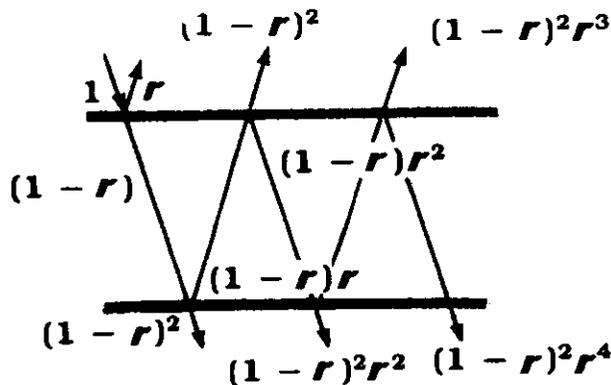


Figura 3.16. Transmisión a través de una cubierta no absorbente

La absorción no aprovechada en la cubierta, mostrada en la figura (3.16), y considerando por el momento la componente perpendicular de polarización de la radiación entrante $(1-r_{\perp})$ del rayo incidente que alcanza la segunda cara. De esta, $(1-r_{\perp})^2$ pasa a través de la cara y $r_{\perp}(1-r_{\perp})$ es reflejada de nuevo a la primera, y así sucesivamente. La suma de los términos de la transmitancia para la componente perpendicular de polarización es:

$$\tau_{\perp} = (1-r_{\perp})^2 \sum_{n=0}^{\infty} r_{\perp}^{2n} = \frac{(1-r_{\perp})^2}{1-r_{\perp}^2} = \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \quad (3.9)$$

Exactamente la misma expresión resulta cuando la componente paralela de polarización es considerada. Las componentes r_{\perp} y r_{\parallel} no son iguales (excepto para una incidencia normal), y la transmitancia de la radiación despolarizada es el promedio de las dos componentes,

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1-r}{1+r} + \frac{1-r_{\perp}}{1-r_{\perp}} \right) \quad (3.10)$$

Donde el subíndice "r", indica que sólo la reflexión perdida es considerada.

Para un sistema de N cubiertas, todas del mismo material, procede un análisis similar

$$\tau_{rN} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-r}{1+(2N-1)r} + \frac{1-r_1}{1-(2N-1)r_1} \right) \quad (3.11)$$

3.2.2.1 Absorción en vidrios.

La absorción por radiación en un medio parcialmente transparente es descrita por la ley de Bourguer, la cual esta basada en la consideración de que la radiación absorbida es proporcional a la intensidad local en el medio ambiente y la distancia x que la radiación ha viajado en el medio:

$$dI = -IK dx \quad (3.12)$$

Donde K es la constante de proporcionalidad, el coeficiente de extinción, es considerado constante en el espectro solar. Integrando a lo largo de la trayectoria en el medio se tiene que:

$$\tau_a = e^{-\left(\frac{KL}{\cos \theta_2} \right)} \quad (3.13)$$

En donde el subíndice "a", indica que solo las pérdidas debidas a la absorción han sido consideradas.

Para vidrios, el valor de K varia desde aproximadamente $4m^{-1}$ para vidrio transparente hasta aproximadamente $32m^{-1}$ para vidrio ordinario.

3.2.2.2 Propiedades ópticas del sistema de cubiertas.

La transmitancia, reflectancia y absortancia para una sola cubierta, teniendo en cuenta las pérdidas por reflexión y absorción, pueden ser determinadas por la técnica del seguimiento del rayo, similares a la utilizada para determinar la ecuación (3.9). Para la componente perpendicular de polarización la transmitancia τ_{\perp} , reflectancia ρ_{\perp} y absortancia α_{\perp} de la cubierta son:

$$\tau_{\perp} = \frac{\tau_a(1-r_{\perp})^2}{1-(r_{\perp}\tau_a)^2} = \tau_a \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \left(\frac{1-r_{\perp}^2}{1-(r_{\perp}\tau_a)^2} \right) \quad (3.14)$$

$$\rho_{\perp} = r_{\perp} + \frac{(1-r_{\perp})^2 \tau_a^2 r_{\perp}}{1-(r_{\perp}\tau_a)^2} = r_{\perp} (1 + \tau_a \tau_{\perp}) \quad (3.15)$$

$$\alpha_{\perp} = (1-\tau_a) \left(\frac{1-r_{\perp}}{1-r_{\perp}\tau_a} \right) \quad (3.16)$$

Resultados similares existen para la componente paralela de polarización, para una radiación incidente despolarizada las propiedades ópticas son encontradas por el promedio de las dos componentes.

La ecuación de la transmitancia para la cubierta de un colector puede ser simplificada analizando que el último término de la ecuación (3.14), es cercano a la unidad, ya que τ_a rara vez es menor que 0.9 y r esta en el orden de 0.1 para cubiertas de colectores comunes. Con esta simplificación y con la ecuación (3.10), la transmitancia para una sola cubierta será:

$$\tau \approx \tau_a \tau_r \quad (3.17)$$

Esta es una relación satisfactoria para los colectores solares con material de cubierta y ángulos de interés práctico.

La absortancia para la cubierta de un colector solar se puede estimar restando el último término de la ecuación (3.16) a la unidad, así pues:

$$\alpha \approx 1 - \tau_a \quad (3.18)$$

La reflectancia para una sola cubierta se obtiene de $\rho = 1 - \alpha - \tau$, por lo que:

$$\rho_d = \tau_a (1 - \tau_r) = \tau_a - \tau \quad (3.19)$$

Para un sistema de doble cubierta, con cubiertas de materiales distintos, el seguimiento del rayo produce la siguiente ecuación para la transmitancia y reflectancia, donde el subíndice 1 se refiere a la cubierta externa y el subíndice 2 a la cubierta interna.

$$\tau = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \right)_1 + \left(\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \right) \right] \quad (3.20)$$

$$\rho = \frac{1}{2} \left[\left(\rho_1 + \frac{\tau \rho_2 \tau_1}{\tau_2} \right)_1 + \left(\rho_1 + \frac{\tau \rho_2 \tau_1}{\tau_2} \right) \right] \quad (3.21)$$

Note que la reflectancia del sistema de cubiertas depende solo de la primer cubierta que intercepta la radiación.

3.2.2.3 Producto transmitancia-absortancia.

Un parámetro sumamente importante en el diseño y evaluación de los colectores solares es el producto $\tau\alpha$ como se muestra en el esquema de la figura (3.17), una fracción $\tau\alpha$ de la energía incidente sobre la cubierta del colector se absorbe en la placa del colector, mientras que una fracción $\tau(1-\alpha)$ es regresada por reflexión, probablemente difusa, hacia la cubierta. Una cantidad $\tau\rho_d(1-\alpha)$ 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 el razonamiento antes descrito.

$$\begin{aligned}
 (\tau\alpha) &= \tau\alpha + \tau\alpha(1-\alpha)\rho_d + \tau\alpha(1-\alpha)^2\rho_d^2 + \dots \\
 &= \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\alpha)\rho_d} \quad (3.22)
 \end{aligned}$$

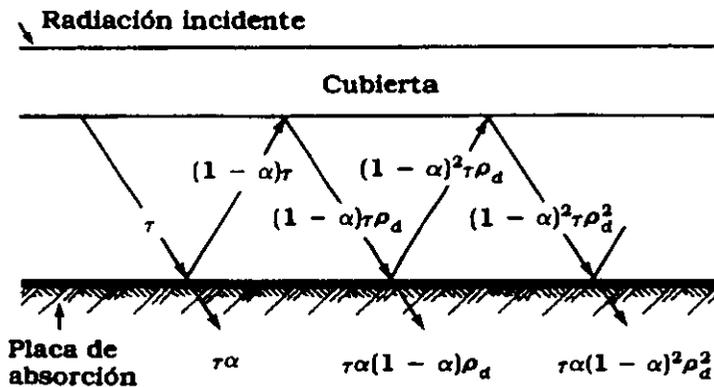


Figura 3.17. Absorción de la radiación solar en un colector

En la tabla 3.2 se comparan diversos materiales empleados para la cubierta del colector.

Tipo de cubierta	Porcentaje de Transmitancia de Energía solar (onda corta)	Porcentaje de Transmitancia Infrarroja (onda larga)	Índice de Refracción	Durabilidad y Resistencia al clima
Vidrio blanco	91.5	2	1.50	Excelente
Vidrio templado con bajo contenido de hierro	87.5	2	1.51	Excelente
Láminas de vidrio con bajo contenido de hierro	87.5	2	1.51	Excelente
Vidrio flotado y templado	84.3	2	1.52	Excelente
Fibra de vidrio	77 a 87	0.1 a 0.3	1.54	Aceptable a bueno
Láminas acrílicas	80 a 90	2	1.49	Regular a bueno
Láminas de policarbonatos	73 a 84	2	1.59	Deficiente a bueno
Teflón FEP	90 a 92	25 a 26	1.34	Aceptable a bueno
Película de poliester	80 a 87	20 a 21	1.64 a 1.67	Aceptable a bueno

Tabla 3.2 Comparación entre diversas cubiertas

El vidrio templado con bajo contenido de hierro combina bien la economía con el rendimiento. De los nueve materiales que figuran en la lista, seis resultan muy satisfactorios. Tres parecen tener inconvenientes. Las películas de poliéster empleadas anteriormente parecían resistir mal el clima, pero descubrimientos recientes han demostrado su resistencia. El poliéster tiene elevada transmitancia al infrarrojo (baja reflectancia); Las láminas de policarbonato parecen transmitir mal la energía solar. El teflón FEP parece tener elevada transmitancia al infrarrojo.

Para hacer la elección final hay que tener en cuenta las propiedades físicas y mecánicas, lo mismo que el costo. La resistencia a la tensión, a la rotura, a la flexión y al impacto debe ser adecuada. El costo por pie cuadrado influye significativamente en el costo inicial instalado.

3.2.3 Absorbedores.

La placa de absorción del colector es la parte que recoge la energía transmitida a través de la cubierta de vidrio. Debe ser capaz de recoger y retener esa energía y estar construida de forma tal, que el calor pueda ser tomado por el medio de transferencia en forma eficiente.

3.2.3.1 Capas de absorción.

La superficie de la placa de absorción se cubre con una capa para mejorar su capacidad de captación y retención de la energía. Se emplean dos tipos generales de recubrimientos: superficies selectivas y superficies no selectivas. Las superficies selectivas absorben la

mayor parte de la luz solar que incide sobre ellas y emiten muy poca radiación térmica. También las no selectivas absorben la mayor parte de la luz solar, pero emiten una gran cantidad de radiación térmica.

Las superficies selectivas se definen normalmente en términos de energía por longitudes de onda. La superficie absorberá una gran cantidad de energía solar de onda corta y emitirá muy poca energía calórica (infrarroja) de onda larga.

La figura (3.18) muestra el comportamiento de una superficie selectiva ideal; la cual reflejaría menos del 5% de la radiación solar, o sea que absorbería el 95%, pero en la banda del infrarrojo la mayor parte de la energía sería reflejada.

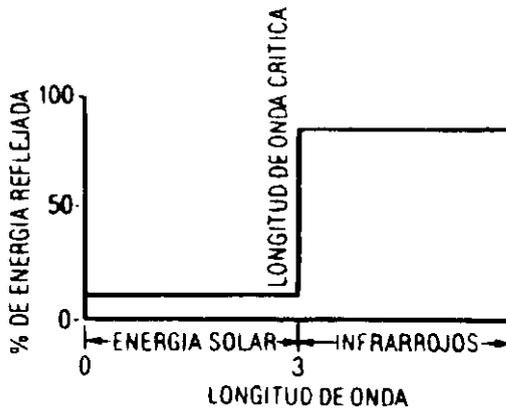


Fig.3.18 Comportamiento de una superficie selectiva ideal

Las superficies ideales no existen y las realmente selectivas no tienen una longitud de onda crítica bien definida, ni tienen propiedades uniformes en las bandas de onda larga y corta por lo que los valores de emisión responden más bien a las temperaturas de la placa de absorción que a las longitudes de onda de energía. Por

ejemplo: Si se aplican recubrimientos con elevada absorción para la energía solar y elevada transmitancia de radiación infrarroja a placas de absorción cuya emisión sea baja, el resultado será una captación eficiente con poca re-radiación. La baja emisión de ondas largas se obtiene normalmente renunciando a alguna absorción de energía solar. Se busca un equilibrio eficiente entre las dos propiedades, así también se debe considerar cuidadosamente el costo y la vida útil de los recubrimientos.

Muchos colectores se diseñan con superficies no selectivas, como ejemplo: una capa de pintura negra, los cuales son bastante eficientes; debido a que la superficie selectiva no es un requisito esencial para fabricar un buen colector, pero mejora la eficiencia con respecto a la no- selectiva.

En la figura (3.19) se muestra un tipo muy usado de superficie selectiva.



Fig.3.19 Superficie selectiva

3.2.3.2 Placas de absorción.

La placa de absorción puede ser de cualquier material plástico, de caucho o metal capaz de absorber la radiación solar, así mismo, debe tener conductos para que circule el líquido o el aire que extraerá el calor captado.

Diversos estudios han demostrado que las placas de metal son las más prácticas para calentar líquido o aire; estas se usan por lo general en los colectores planos cuando se trata de temperaturas medias.

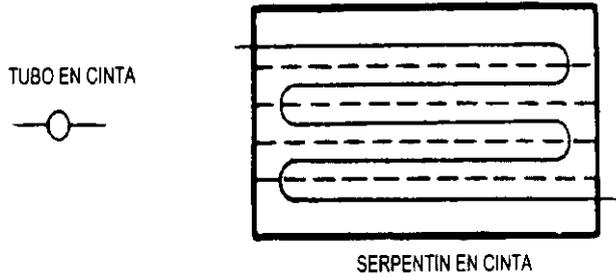
Los colectores de muy buena calidad pueden ser fabricados de cobre, aluminio, acero al carbón, acero inoxidable o una combinación de ellos; cada uno de estos metales tiene ventajas y desventajas entre las cuales se pueden mencionar las siguientes: rendimiento, vida útil, economía y peso.

La placa de absorción desempeña diversas funciones dentro del colector, entre las importantes destacan:

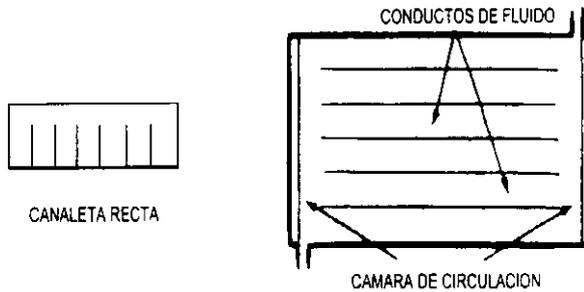
- *Capta y remite la radiación solar*
- *Transmite a un líquido o al aire el calor generado por la radiación solar*
- *Cuenta con pasajes o conductos a través de los cuales circula el líquido o el aire por el colector, para recoger el calor.*

3.2.3.3 Configuraciones de la placa

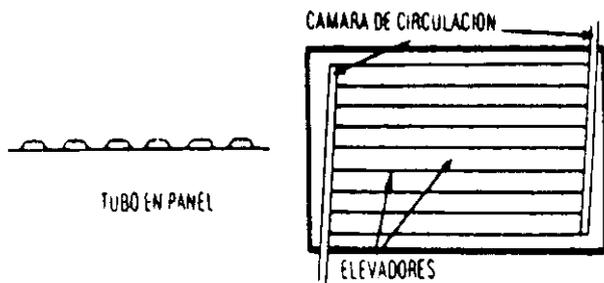
La configuración de la placa puede variar dependiendo si el colector transmite el calor generado por la radiación solar a un líquido (L) o al aire. (A) Las figuras (3.20) muestran algunos de los tipos más populares.



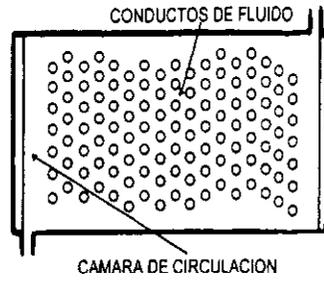
- *Tubo en cinta (L)*



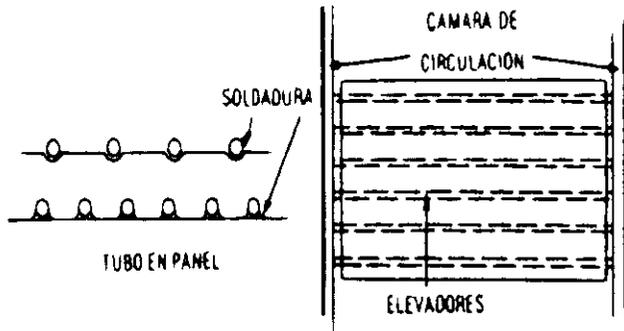
- *Canaletas rectas (A)*



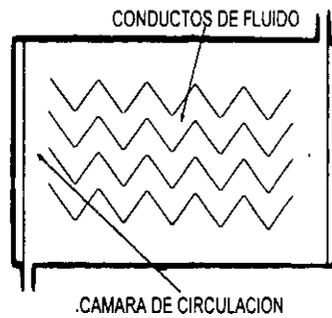
- *Tubo en panel (L)*



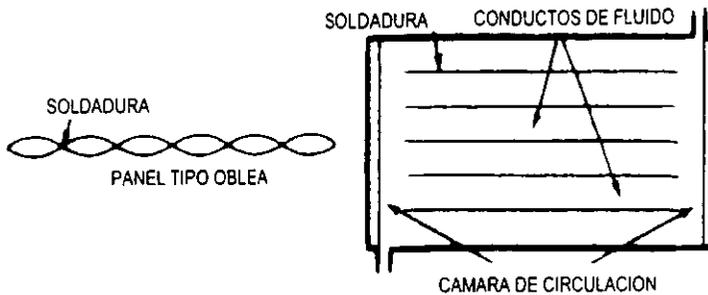
- *Placa con postes (A_i)*



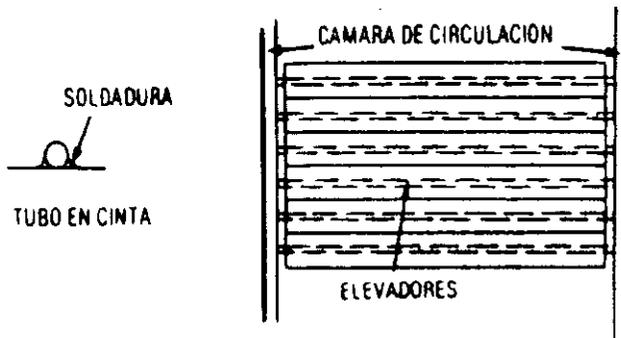
- *Tubo sobre panel (L)*



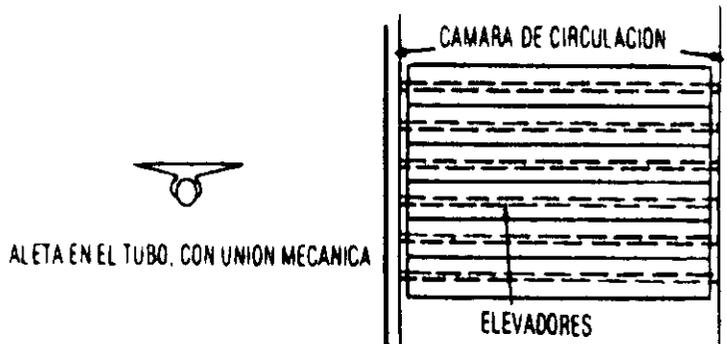
- *Canaletas en zigzag (A_i)*



- *Panel tipo oblea (L)*



- *Tubo sobre cinta (L)*



- *Tubos con aletas (L)*

Figuras 3.20 Configuraciones de las placas.

3.2.3.4 Criterios de selección.

Antes de elegir el panel de absorción para el colector de energía solar, conviene verificar el diseño, planteando las siguientes preguntas clave:

- ¿Resistirá el panel ciclos de temperatura entre -40°C y más de 204°C , sin que se aflojen las conexiones mecánicas ni se pierda resistencia a lo largo de las uniones soldadas o remachadas?*

- ¿Tiene el recubrimiento buena adherencia mecánica y es lo suficientemente flexible como para resistir las dilataciones y contracciones de la placa de absorción al experimentar esas diferencias térmicas?*

- Si en el panel hay metales diferentes en contacto ¿Qué precauciones se han tomado contra la corrosión y cuantas fallas de han observado debidas a esta causa?*

- ¿Se ha probado cuidadosamente el recubrimiento de absorción a fallas debidas al calor y la humedad?*

- ¿Está el panel montado en el colector de manera que no se tuerza ni se agriete durante el ciclo térmico? Un panel mal montado, al calentarse se puede pandear y fundir o destrozarse la cubierta de vidrio.*

Existen muchos paneles absorbentes de buena calidad para elegir, por lo que es conveniente conocer sus diferencias, así como las ventajas y desventajas relativas de cada uno. La vida útil que se espera, la eficiencia térmica a lo largo de la vida útil y el costo inicial son factores importantes que se deben tener en cuenta para elegir entre los excelentes diseños disponibles.

3.2.4 El aislamiento.

Para que un colector solar sea altamente eficiente, éste debe estar aislado por detrás y por los lados.

Las pérdidas que se producen por detrás son función de la conductividad térmica y el espesor del aislamiento. La temperatura ambiental es normalmente más baja en la parte posterior que en el frente del colector, puesto que el respaldo no recibe la radiación solar.

En un colector bien diseñado, el aislamiento de los lados tiene un valor R equivalente al respaldo, en donde las pérdidas son pequeñas y se pueden calcular fácilmente suponiendo que el calor escapa por el área del perímetro.

Entre los requisitos más importantes de diseño relativos al aislamiento de un buen colector plano, se pueden mencionar los siguientes:

- No debe haber deterioro, gasificación ni vaporización a temperaturas de 204°C*
- No debe haber deterioros debido a la repetición de los ciclos térmicos entre -34°C y +121°C.*
 - Conductancia térmica inferior a 0.1 btu/hr°F*
 - Fabricado de manera que no se desplome, no se vuelva compacto ni se adhiera a un ángulo de 90° al repetirse los ciclos térmicos*
- No debe de absorber ni retener agua; es decir debe ser hidrófobo*

Existen diversos aisladores, pero los más comúnmente empleados en la fabricación de los colectores planos son:

- *Fibra mineral*
- *Fibra cerámica*
- *Espuma de vidrio o termoplástica*
- *Fibra de vidrio*

Los aisladores de fibra mineral o de cerámica, son materiales diseñados generalmente para soportar temperaturas más elevadas que las que suelen encontrarse en los colectores planos por lo que no es muy aconsejable su empleo por otro lado su costo es muy elevado.

La lana mineral es un relleno suelto que pierde sus propiedades aisladoras cuando sufre los efectos del ciclo de humedad, por lo que no se le considera aceptable.

Tanto la espuma de vidrio como la termoplástica tienen buenas características por lo que se les considera buenos aislantes.

La fibra de vidrio, en la calidad que suele emplearse en las construcciones no es satisfactoria debido a que está elaborada con grandes cantidades de aglutinantes fenólicos cuyo límite superior de temperatura es inferior a las temperaturas de estancamiento que se pueden encontrar en los colectores planos. Las planchas de fibra de vidrio para altas temperaturas están fabricadas con poco o ningún aglutinante y constituyen un aislador muy satisfactorio. Se fabrican con diferentes densidades, de manera que se debe verificar el factor R del espesor que se va a usar.

3.2.4.1 La caja del colector.

Una caja para un colector bien diseñada, presenta tres funciones:

- Constituye en recipiente hermético para la placa de absorción y los aisladores.*
- Permite fijar con firmeza el módulo colector a la estructura (Horno).*
- Es un mecanismo de apoyo, hermético y seguro para la cubierta.*

Al igual que las placas de absorción, las cajas de colector son de muchos tipos y se pueden construir de metal, de madera, de plástico, de concreto; etc. Los tipos más comunes están fabricados con:

- Aluminio*
- Lámina galvanizada*
- Fibra de vidrio laminada*
- Termoplásticos para alta temperatura*
- Maderas*
- Concreto en forma de panal de peso ligero*

Los seis materiales resultan muy satisfactorios si se emplean correctamente.

Los puntos de la caja del colector que normalmente causan problemas con los ajustes y ensambles de las piezas. Es necesario sobre todo asegurar el respaldo y la cubierta a los lados.

3.2.4.2 Juntas y selladores

La parte del colector que causa más molestias es la unión entre la cubierta y la caja, debido a que la caja tiene un índice de dilatación diferente al de la cubierta. Si fallan los selladores, la humedad penetrará al colector, el vidrio se empañará y el aislante se despegará. Estos problemas pueden reducir notablemente el rendimiento térmico del colector.

Existen muchas maneras de sellar satisfactoriamente la cubierta, pero para que esto sea un éxito se deben recordar ciertos principios al diseñar el colector, entre los cuales destacan los siguientes:

- *El sellador debe resistir la luz ultravioleta durante muchos años*
- *Debe resistir los efectos de la intemperie durante muchos años*
- *Debe adherirse perfectamente a todas las superficies*
- *Debe soportar ciclos de temperatura entre -34°C y 204°C*
- *Debe alargarse y contraerse en forma suficiente para soportar las dilataciones y contracciones sin ser destruido*

La elección de juntas y selladores es primordial. Muchos elastómeros no soportan los efectos de la intemperie ni las temperaturas propias de los colectores. En el caso de las juntas, se ha encontrado que los cauchos y el silicón son adecuados; sin embargo el caucho tiene una resistencia limitada a temperaturas de 149 a 177°C , mientras que el silicón tiene un límite mucho más alto.

En cuanto a los selladores, se han aceptado casi exclusivamente los silicones. Los selladores de silicón son muy conocidos como materiales de alta calidad y se han estado usando ampliamente por más de 20 años. Su resistencia a los efectos de la

intemperie es excepcional. Esto unido al hecho de que resisten temperaturas superiores a 232°C

3.3 Coeficiente de transferencia de calor de un colector.

La pérdida de calor del absorbedor hacia el medio esta determinada por el coeficiente global de transferencia de calor U_L , por el área del colector (A_c), y por la diferencia de temperatura ($T-T_\infty$) entre el absorbedor y el medio ambiente. La razón a la cual el absorbedor pierde calor es:

$$\dot{Q} = U_L A_c (T - T_\infty) \quad (3.23)$$

Hay tres formas principales de perder calor en un colector plano; a través de la capa de aislamiento posterior, a través de la cubierta frontal y a través de los costados del colector.

3.3.1 Coeficiente posterior de transferencia de calor.

Un colector típico emplea una capa de material aislante debajo del absorbedor, como se muestra en la figura (3.21)

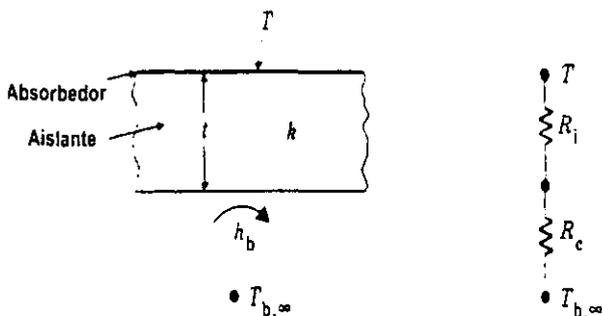


Fig.3.21 Capa de material aislante para el absorbedor

La capa de aislante tiene una conductividad térmica k , y un espesor t . El aire debajo del aislante tiene un coeficiente de calor por convección h_b y una temperatura $T_{b\infty}$ y esta en contacto con el área del absorbedor A_b . Por la analogía de resistencias el coeficiente global de calor para la parte posterior puede ser escrito como:

$$U = \frac{1}{(1/Ri) + (1/Rc)} = \frac{1}{(t/k) + (1/h_b)} \quad (3.24)$$

Donde Ri es el factor R del aislante y Rc es el factor R de convección, la razón de transferencia de calor por la parte posterior es entonces:

$$\dot{Q}_b = UA_b(T - T_{b\infty}) \quad (3.25)$$

Comparando este resultado con la ecuación de transferencia de calor de todo el colector nos proporciona el coeficiente para la parte posterior:

$$U_b = U \frac{A_b (T - T_{b\infty})}{A_c (T - T_\infty)} = \frac{A_b}{A_c} \frac{1}{(t/k) + (1/h_b)} \frac{(T - T_{b\infty})}{(T - T_\infty)} \quad (3.26)$$

por lo que la pérdida de calor en el fondo será:

$$\dot{Q}_b = U_b A_c (T - T_\infty) \quad (3.27)$$

La mayoría de los colectores utilizan una capa muy delgada de aislante y material con una k baja, por lo que t/k es grande comparada con $1/h_b$, y el coeficiente de posterior de transferencia de calor se reduce a:

$$U_b = \frac{k A_b (T - T_{b\infty})}{t A_c (T - T_\infty)} \quad (3.28)$$

Si además $T_{b\infty} = T_\infty$ y $A_b = A_c$, el coeficiente de transferencia de calor en el fondo es simplemente k/t .

3.3.2 Coeficiente lateral de transferencia de calor.

Los laterales de un colector generalmente consisten de un miembro estructural y una capa de aislamiento, como se muestra en la figura (3.22).

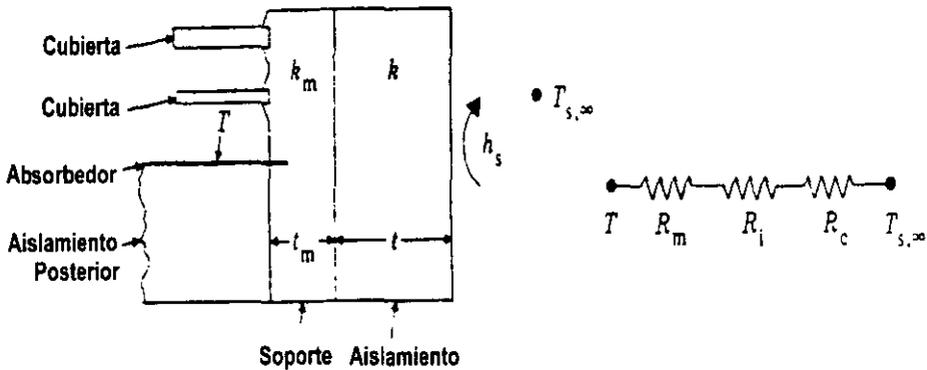


Fig.3.22 Laterales de un colector

La transferencia de calor a través de los laterales es bidimensional, ya que el interior del soporte esta expuesto a diferentes temperaturas. En la necesidad de obtener un estimado del coeficiente de transferencia lateral asumiremos que el interior del miembro estructural esta a la mayor temperatura posible, es decir, la del absorbedor, y que la transferencia de calor es unidimensional.

Basados en la analogía eléctrica se deduce el coeficiente global:

$$U = \frac{1}{(t_m/k_m) + (t/k) + (1/h_s)} \quad (3.29)$$

La razón de transferencia de calor a través de los laterales del colector es:

$$\dot{Q}_s = UA_s(T - T_{s\infty}) \quad (3.30)$$

Donde A_s , es el área total de los lados perpendicular al flujo de calor dado por el ancho de los laterales multiplicado por la distancia del perímetro alrededor del colector.

Comparando esta ecuación con la (3.23) nos proporciona el coeficiente de transferencia de calor lateral:

$$U_s = U \frac{A_s (T - T_{s\infty})}{A_c (T - T_x)} = \frac{A_s}{A_c} \frac{1}{(t_m/k_m) + (t/k) + (1/h_s)} \frac{(T - T_{s\infty})}{(T - T_x)} \quad (3.31)$$

La pérdida de calor a través de los laterales es:

$$\dot{Q}_s = U_s A_c (T - T_x) \quad (3.32)$$

Frecuentemente, el soporte es fabricado de metal y h_s es grande en este caso:

$$U_s = \frac{k A_s (T - T_{s\infty})}{t A_c (T - T_x)} \quad (3.33)$$

3.3.3 Coeficiente frontal de transferencia de calor.

En las pérdidas de calor a través del frente del colector ocurren simultáneamente las tres formas de transferencia conocidas (conducción, convección y radiación). La pérdida de calor por convección y radiación ocurre entre los espacios del absorbedor y las cubiertas, mientras que la conducción toma lugar entre las capas de la

cubierta y de nuevo convección y radiación entre la última capa de la cubierta y el aire del medio ambiente.

Para demostrar el método de determinación del coeficiente frontal de transferencia de calor, consideremos un colector con dos cubiertas, como se muestra en la figura (3.23)

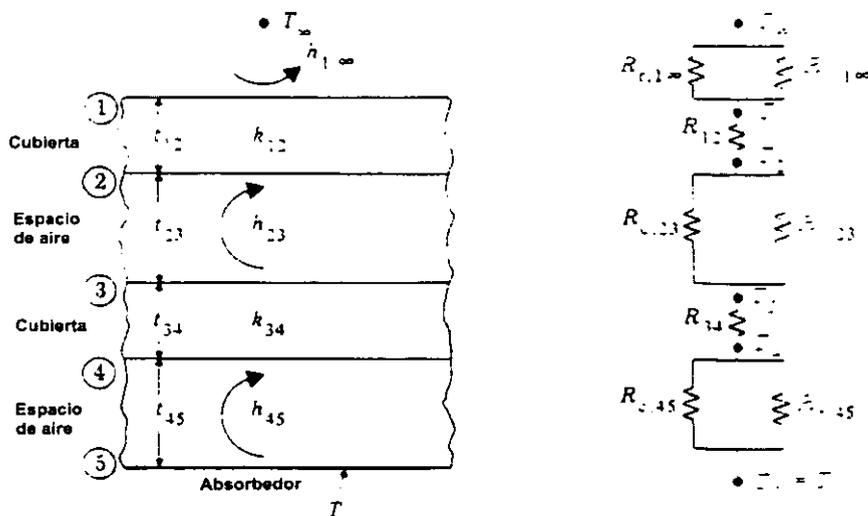


Fig.3.23 Sección de un colector con doble cubierta

Las diversas resistencias térmicas que se muestran en el circuito análogo son:

R_{1x} – Resistencia térmica del aire por convección.

R_{rx} – Resistencia a la transferencia de calor por radiación entre la superficie exterior de la cubierta y el cielo.

R_{12} – Resistencia a la conducción de calor en la última cubierta.

R_{c23} – Resistencia de calor por convección entre el aire del espacio de la cubierta y la cubierta.

R_{r23} – Resistencia a la radiación térmica entre cubiertas.

R_{34} – Resistencia a la conducción en la cubierta interior.

$R_{c,45}$ – Resistencia a la convección en el aire del espacio cubierta-absorbedor.

$R_{r,45}$ – Resistencia a la radiación térmica entre la cubierta interior y el absorbedor.

Cada una de estas resistencias se pueden calcular siguiendo los métodos analizados en el capítulo 2.

Ya que muchas de estas temperaturas son desconocidas, requerimos de un proceso interactivo para calcular el coeficiente frontal de transferencia de calor.

El coeficiente de pérdida de calor frontal es el recíproco de la resistencia equivalente del circuito térmico presentado en la figura anterior, por lo que:

$$U_f = \frac{1}{R_{eq}} = \left(\frac{R_{c,1\infty} R_{r,1\infty}}{R_{c,1\infty} + R_{r,1\infty}} + R_{12} + \frac{R_{c,23} R_{r,23}}{R_{c,23} + R_{r,23}} + R_{34} + \frac{R_{c,45} R_{r,45}}{R_{c,45} + R_{r,45}} \right)^{-1} \quad (3.34)$$

La razón de pérdida de calor frontal esta dado por:

$$\dot{Q}_f = U_f A_c (T - T_n) \quad (3.35)$$

Dadas las temperaturas del ambiente y el absorbedor, la temperatura en la superficie de las cubiertas puede ser obtenido con el circuito de resistencias térmicas, por ejemplo: T_3 es:

$$T_3 = T - \dot{Q}_f R_{35} = T - \dot{Q}_f \left(\frac{R_{c,45} R_{r,45}}{R_{c,45} + R_{r,45}} + R_{34} \right) \quad (3.36)$$

El procedimiento para determinar U_f es:

1. Estimar T_1, T_2, T_3 y T_4 .
2. Con estas estimaciones se calculan todas las resistencias.

3. Utilice estas resistencias para calcular U_f .
4. Calcule Q_f con esta U_f .
5. Calcule un nuevo T_1, T_2, T_3 y T_4 con le diagrama del circuito.
6. Utilice las nuevas temperaturas para obtener un nuevo valor de U_f y empiece con el paso número 2.

Este proceso termina cuando existe una diferencia mínima entre el viejo valor de U_f y su nuevo valor.

El número de cubiertas y la emitancia del absorbedor tienen el mayor impacto sobre el coeficiente frontal de pérdida de calor. El uso de una superficie selectiva en lugar de un cuerpo negro reduce este coeficiente en aproximadamente un medio, de igual forma el uso de dos cubiertas resulta con un coeficiente cerca de la mitad de una cubierta simple.

Las condiciones de operación también influyen al factor de pérdida de calor, pero no tanto como el número de cubiertas o la emitancia del absorbedor, estos factores pueden cambiar con el tiempo y el sitio para un colector determinado. Por lo que se necesitan valores promedio para hacer consideraciones acerca del funcionamiento de los colectores, en el anexo (3.1), se muestran diferentes coeficientes frontales de transferencia de calor para colectores planos con cubierta de vidrio.

Cuando las cubiertas con una conducción k diferente a $0.01 \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ son utilizadas, el resultado de las figuras del anexo (3.1) pueden ser corregidas por la ecuación:

$$U_f = \left[\frac{1}{U_{f, \text{fig}}} - N(0.01 - k) \right]^{-1} \quad (3.37)$$

La predicción del coeficiente frontal de transferencia de calor por iteraciones, a través de la red térmica es muy precisa, pero consume gran tiempo incluso con calculadoras programables o computadora, por esta razón, Klein, como fue reportado por Duffie y Beckman, desarrollo una ecuación de aproximación para el coeficiente frontal de pérdida de calor:

$$U_f = \left\{ \frac{N}{(c/T)[(T - T_x)/(N + f)]^e + \frac{1}{h_w}} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T + T_\infty)(T^2 + T_\infty^2)}{(\varepsilon + 0.00591Nh_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon}{\varepsilon_c} - N} \quad (3.38)$$

En esta ecuación:

$$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon)(1 + 0.07866N);$$

$$c = (520 (1 - 0.000051 s^2), \quad 0^\circ \leq s \leq 70^\circ);$$

$$e = (0.43(1 - 100/T));$$

ε_c = es la emitancia de la cubierta;

h_w = es el coeficiente de transferencia de calor del aire ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), y todas las temperaturas están en grados Kelvin.

Por lo que el coeficiente global de transferencia de calor de un colector será la suma de los coeficientes antes encontrados de tal forma que:

$$U_L = U_f + U_s + U_b. \quad (3.39)$$

3.4 Factor de remoción de calor de un colector.

El fluido de trabajo entra al colector a una baja temperatura y se calienta conforme atraviesa los canales. A la entrada de cada canal, la temperatura del fluido de trabajo es T_{fi} , mientras que en la salida ésta es T_{fo} . Por lo tanto es conveniente definir una cantidad que nos

relacione la ganancia de energía útil verdadera del colector con la ganancia útil si la superficie completa del colector estuviera a la temperatura de entrada del fluido. Esta cantidad es conocida como factor de remoción de calor, cuya forma analítica es:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi})}{A_c [S - U_L (T_{fi} - T_\infty)]} \quad (3.40)$$

La cantidad F_R es equivalente a la eficiencia de un intercambiador de calor convencional, la cual está definida como la razón entre la transferencia de calor real y la máxima transferencia de calor posible. La máxima cantidad de energía ganada posible en un colector ocurre cuando el colector entero esta a la temperatura de entrada del fluido; las pérdidas por transferencia de calor son pues mínimas. El factor de remoción de calor del colector por ésta máxima cantidad de energía posible ganada es igual a la verdadera ganancia de energía útil del colector.

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_\infty)] \quad (3.41)$$

Esta es una ecuación extremadamente útil y se aplica esencialmente a todos los colectores de placa plana. Con esta ecuación la ganancia de energía utilizable es calculada como una función de la temperatura de entrada del fluido.

3.5 Eficiencia del colector

Antes de analizar la eficiencia de un colector retomemos el concepto de calor absorbido, el cual está afectado por la eficiencia

óptica del colector y el flujo de radiación que llega a la primera cubierta.

Como recordaremos la eficiencia óptica es el producto de la absorptividad del absorbedor por la transmitancia total de las cubiertas transparentes; por lo que el calor absorbido es:

$$Q_a = \tau\alpha I A_c \quad (3.42)$$

Si combinamos los términos acordados en las ecuaciones (3.23) y (3.42), obtenemos la cantidad de calor útil en el colector.

$$Q = \tau\alpha I A_c - U_L A_c (T - T_\infty) \quad (3.43)$$

Si calculamos el calor específico por unidad de área tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{Q}{A_c} &= q \\ q &= \tau\alpha I - U_L (T - T_\infty) \end{aligned} \quad (3.44)$$

Nota:

No debe ser confundido el flujo colectado de energía por toda el área (Q), con el flujo colectado de energía por unidad de área.

La eficiencia del colector se puede definir como:

$$\frac{\text{Energía captada utilizable}}{\text{Energía solar que llega al colector}} = \text{Eficiencia del colector solar}$$

El valor de la eficiencia del colector está entre cero y uno, pero valores negativos resultan cuando el flujo de radiación no puede ser mayor que las pérdidas. La eficiencia puede ser expresada como:

$$\eta = \tau\alpha - U_L \frac{(T - T_\infty)}{I} \quad (3.45)$$

Esta ecuación es muy usada porque puede dar mucha información mediante una curva. Si U_L es constante, una línea recta resulta cuando η está sobre la ordenada con el punto de operación del colector o función de eficiencia sobre la abscisa.

$$f_c = \frac{(T - T_\infty)}{I} \quad (3.46)$$

La intercepción en el eje "y" es $\tau\alpha$ y la pendiente negativa es U_L . El eje "x" es interceptado en $\tau\alpha/U_L$.

El plano de la ecuación anterior se llama curva de eficiencia del colector.

Cuando el colector esta trabajando durante un periodo de tiempo continuo " t_T " el flujo de calor deberá ser el promedio de la radiación alcanzada durante este tiempo, por otro lado sabemos que las condiciones ambientales están cambiando constantemente, por lo tanto en ese tiempo en que se toma la radiación, también está cambiando la temperatura del cielo (T_a). La ecuación (3.42) se puede modificar teniendo en cuenta lo que sigue:

$$q_T = \tau\alpha I t_T - U_L (T - T_\infty) t_T \quad (3.47)$$

En donde:

I = Cantidad de radiación promedio mensual por hora para la localidad de la instalación.

$$T_\infty = \sum_{i=1}^{i=n} T_a(i)$$

n = Número de horas a la cual se mide T_∞ .

T = Promedio de la temperatura del colector

I = flujo de radiación (gasto normalizado en un tiempo dado por unidad de área $W/m^2, BTU/hr ft^2$).

A_c = Área del colector (Superficie absorbedora)

3.6 Pruebas del funcionamiento de los colectores.

El funcionamiento de colectores planos esta normalmente expresado en términos de la eficiencia del colector como una función del gradiente de temperaturas y la radiación incidente. Para un diseño dado el funcionamiento de un colector debe estar medido bajo procedimientos estándares de pruebas. Actualmente, la Bureau of Standars y la American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, tienen procedimientos estándar de pruebas y reporte de datos.

Una disposición típica para pruebas de colectores se muestra en la figura (3.24). Básicamente, uno debe medir lo siguiente:

- ❖ Temperatura de entrada del fluido.
- ❖ Temperatura de salida del fluido.
- ❖ Gasto volumétrico del fluido.
- ❖ Temperatura de la superficie captadora.
- ❖ Temperatura ambiente.
- ❖ Radiación solar total.

Para eliminar los efectos de la transmitancia por la dirección del colector se suele fijar de tal forma que en el periodo de prueba los rayos lo alcancen con un ángulo cercano a la normal del colector.

La radiación se mide con un piranómetro colocado paralelamente al colector, esto para captar el flujo incidente. El flujo, ya sea aire o líquido, debe tener un elemento que lo haga circular a través del colector para controlar su temperatura de entrada, este elemento debe

contener a su vez, un dispositivo capaz de medir la razón de flujo del fluido. Se deben instalar termómetros o termopares para medir las temperaturas a la entrada y salida, así como la temperatura del absorbedor.

Una vez obtenidos estos datos se puede obtener el calor útil ganado mediante la siguiente expresión:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (3.48)$$

Al utilizar las ecuaciones (3.41) y (3.48) podemos conocer la eficiencia instantánea:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c I} = F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_{f,i} - T_a)}{I} \quad (3.49)$$

$$\text{y } \eta_i = \frac{\dot{m} C_p (T_{f,o} - T_{f,i})}{A_c I} \quad (3.50)$$

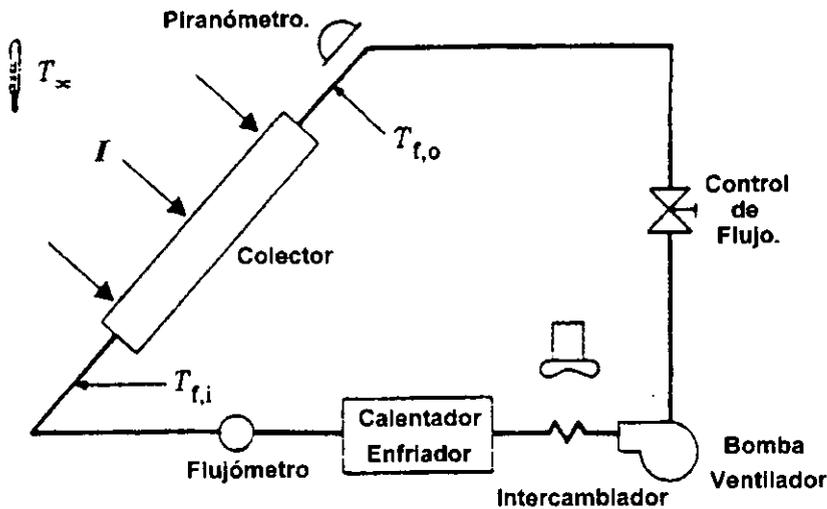


Figura 3.24. Instalación típica para pruebas de colectores planos.

4. Diseño y construcción del horno solar

4.1. Condiciones iniciales

En un taller de inyección de plástico se cuenta con un horno eléctrico de las siguientes dimensiones: 1430 x 60 x 760 mm, construido de ladrillo rojo de 120x60x240mm cada uno.

La puerta frontal es de lamina de hierro fundido, cuenta con cinco resistencias de 1Kw cada una, las cuales lo mantienen a una temperatura de 80°C en el interior.

Según pruebas realizadas se determino lo siguiente:

- Para una carga de 5Kg de Nylon se requirieron de 3.015 hrs. para deshidratar completamente este material, por lo que en términos de energía se necesitaron de 15.075 Kw-hr.*

Es importante estimar las perdidas de calor que experimenta este sistema, para la cual haremos las siguientes consideraciones:

- Flujo en estado estable.*
- La temperatura interior se mantiene constante y es igual a la temperatura de la pared interior del horno.*
- $T_x = T_o$ ya que $T_x = cte$*
- Se aplican condiciones de frontera de 3ra. Clase¹*

¹ Cuando se somete una superficie límite a una transferencia de calor por convección con un medio de temperatura conocido, tendremos este tipo de frontera.

Para la parte superior del horno, figura (4.1), se tiene que:

$$Q = \frac{T_o - T_{x1}}{\frac{L}{KA} + \frac{1}{h_1 A}} \quad (4.1)$$

$$T_o = 80^\circ\text{C} = 353 \text{ K}$$

$$T_{x1} = 18^\circ\text{C} = 291 \text{ K}$$

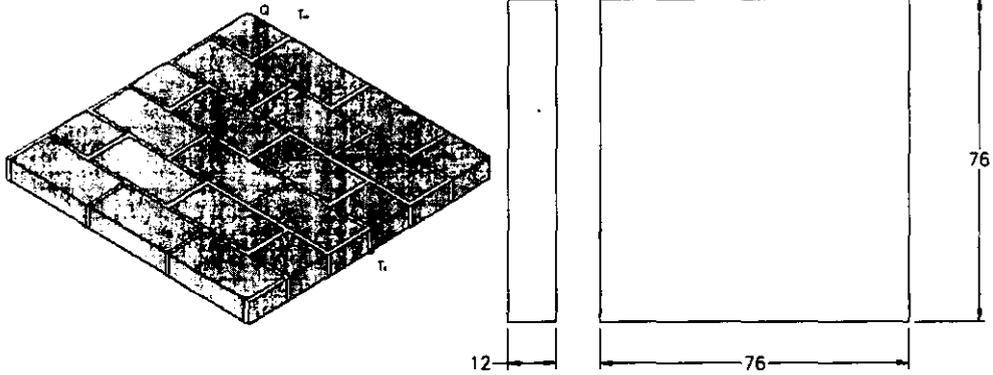


Figura 4.1. Dimensiones de la parte superior del horno eléctrico

En la tabla 2.1 del anexo 2 seleccionamos la k para el tabique rojo (arcilla).

$$K = 1.279 \text{ W/mK}$$

En la tabla 2.2 del anexo 2 se encuentran valores representativos del coeficiente convectivo de transferencia de calor, donde para el aire en convección libre (h), tomamos un valor de entre 5 y 15 $\text{W/m}^2\text{C}$.

Para nuestro caso consideraremos un valor intermedio de:

$$h = 10 \text{ W/m}^2\text{C}^2$$

² Debido a que el diferencial de temperaturas se mantiene constante tanto en $^\circ\text{C}$ como en K, se consideraron las unidades de h en $\text{W/m}^2\text{K}$

$$q_{\text{sup}} = \frac{T_u - T_{z1}}{L_1 + \frac{1}{K_1 + h_{z1}}} \quad (4.2)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior, se tiene que:

$$q_{\text{sup}} = \frac{353K - 291K}{0.06m + \frac{1}{1.279W/mK + 10W/mK}}$$

$$q_{\text{sup}} = \frac{62K(W)}{0.047Km^2 + 0.1Km^2} = 422.02W/m^2$$

$$Q = q_{\text{sup}} \times A_{\text{sup}} \quad (4.3)$$

$$\text{En donde } A_{\text{sup}} = 0.76m \times 0.76m = 0.5776m^2$$

Por lo que sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (4.3) tenemos:

$$Q = 422.02W/m^2 \times (0.5776m^2) = 244.09W = 0.24409 kW$$

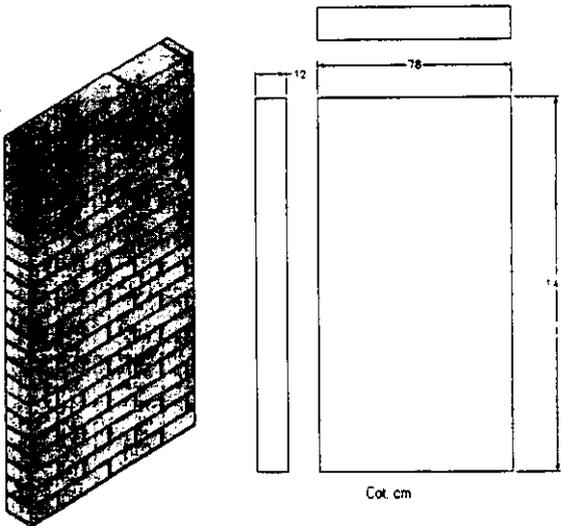


Figura 4.2 Dimensiones de la parte lateral del horno eléctrico

Calculando las pérdidas en los laterales (figura 4.2) tenemos:

$$q_{\text{lat}} = \frac{T_u - T_{z1}}{L_l + \frac{1}{K_l + h_{z1}}} \quad (4.4)$$

Sustituyendo en (4.4)

$$q_{lat} = \frac{353K - 291K}{0.12m + \frac{1}{1.279W/mK} + 10W/m^2K} = 319.88 \frac{W}{m^2}$$

Calculando el área en los laterales:

$$A_{lat} = 1.0868 m^2$$

Por lo tanto:

$$Q = 319.88 \frac{W}{m^2} \times (1.0868 m^2) = 347.65W = 0.34765 kW$$

Como la parte trasera y el otro lado lateral tienen las mismas dimensiones, se considera la misma perdida de calor para estas superficies.

En la parte frontal tenemos:

$$K = 59 W/mK \text{ y } L = 0.019m$$

Por lo tanto:

$$q_{front} = \frac{353K - 291K}{0.0019m + \frac{1}{59W/mK} + 10W/m^2K} = 619.8 \frac{W}{m^2}$$

El área de la puerta es igual a: $A_{front} = 1.0868 m^2$

$$Q = 619.8 \frac{W}{m^2} \times (1.0868 m^2) = 673.6W = 0.6736 kW$$

Las perdidas totales en las paredes del horno serán:

$$Q_T = Q_{sup} + 3Q_{lat} + Q_{front} \quad (4.5)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (4.5) se tiene:

$$Q_T = 244.09W + 3(347.65W) + 673.6W = 1960.64W = 1.960kW$$

Por lo tanto el calor disipado en el tiempo de operación ³ fue de:

$$Q = 1.960kW(3.015hrs) = 5.911kW - hr$$

De aquí deducimos que el calor necesario para deshidratar el Nylon fue:

$$Q = (15.075kW - hr) - (5.911kW - hr) = 9.164kW - hr \approx 9kW - hr$$

Las pérdidas representan el 39.21% del calor total suministrado.

4.2. Diseño del colector.

Tomando como referencia los datos anteriores y los datos mostrados en las tablas del anexo 1, procederemos de la siguiente manera:

- El colector solar debe ser capaz de captar la cantidad de 9kW aproximadamente para calentar el aire a una temperatura de 80 +/- 5°C (No se debe olvidar que el tiempo de la prueba con el horno eléctrico fue de 3.015 horas).
- El calor útil se determinará por la siguiente fórmula:

$$Q = \tau \alpha I_r A_c - U_L A_c (T - T_\infty). \quad (4.6)$$

4.2.1. Propiedades ópticas.

Primeramente calcularemos la eficiencia óptica de nuestro sistema de cubierta, el cual consta de un vidrio común para ventana.

³ Se considera que el calor disipado fue constante en el tiempo de operación.

La teoría electromagnética permite predecir la reflectancia monocromática en la dirección especular de superficies pulidas limpias, la energía radiante que incide en una superficie puede descomponerse en dos componentes de polarización, una paralela y otra perpendicular (fig. 3.15), en función de los ángulos de incidencia θ_1 y el ángulo de refracción θ_2 .

Para calcular el ángulo de incidencia, retomamos la ecuación (1.17).

$$\theta_1 = \text{Cos}^{-1}[(\text{Cos}\beta \cdot \text{Cos}\gamma \cdot \text{Cos}\phi) + (\text{Sen}\beta \cdot \text{Sen}\phi)] \quad (4.7)$$

Sustituyendo en la ecuación (4.7), los valores correspondientes de las tablas del anexo uno, para el día 15 / abril / 2000 a las 11.00 a.m., se tiene que⁴:

$$\theta_1 = \text{Cos}^{-1}[(\text{Cos}(72.6) \cdot \text{Cos}(121.7) \cdot \text{Cos}(70.5)) + (\text{Sen}(72.6) \cdot \text{Sen}(70.5))]$$

$$\theta_1 = 32.1^\circ$$

El ángulo de refracción se calcula empleando la siguiente ecuación:

$$\frac{\text{Sen}\theta_1}{\text{Sen}\theta_2} = n \quad (4.8)$$

Donde n es el índice de refracción y toma valores según la tabla (3.2), para nuestro caso $n = 1.5$

Por lo que despejando θ_2 de la ecuación (4.8) y sustituyendo los valores correspondientes, se tiene que:

$$\theta_2 = \text{Sen}^{-1}[(\text{Sen}\theta_1)/(n)]$$

⁴ Para efectos de cálculos teóricos se considerará el día más representativo del mes de Abril y se fijará una hora específica de dicho día.

$$\theta_2 = \text{Sen}^{-1}[(\text{Sen}32.1)/(1.5)] = 20.75^\circ$$

Las componentes de la reflexión r_{\perp} y r_{\parallel} se calculan empleando las ecuaciones de Fresnel, las cuales se mencionaron en el capítulo anterior.

$$r_{\perp} = \frac{\text{Sen}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{Sen}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (4.9)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\text{Tan}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{Tan}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (4.10)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones (4.9) y (4.10) se tiene que:

$$r_{\perp} = \frac{\text{Sen}^2(52.854 - 32.1)}{\text{Sen}^2(52.854 + 32.1)} = 0.126$$

$$r_{\parallel} = \frac{\text{Tan}^2(52.854 - 32.1)}{\text{Tan}^2(52.854 + 32.1)} = 1.12 \times 10^{-3}$$

Para calcular el promedio de la reflexión de la radiación se emplea la ecuación (3.5).

$$r = \frac{1}{2}(r_{\perp} + r_{\parallel})$$

$$r = \frac{1}{2}(0.126 + 1.12 \times 10^{-3}) = 0.06356$$

Las transmitancia para la componente perpendicular y paralela de polarización se calculan empleando las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{\perp} = \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \quad (4.11)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} \quad (4.12)$$

Sustituyendo en (4.11) y (4.12):

$$\tau_{\perp} = \frac{1 - 0.126}{1 + 0.126} = 0.7762$$

$$\tau_r = \frac{1 - 1.12 \times 10^{-3}}{1 + 1.12 \times 10^{-3}} = 0.9977$$

Para calcular el promedio de la transmitancia de la radiación despolarizada se emplea la ecuación siguiente:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1-r}{1+r} + \frac{1-r_-}{1+r_-} \right) = \frac{1}{2} (\tau_r + \tau_{r_-}) \quad (4.13)$$

Sustituyendo en la ecuación (4.13):

$$\tau_r = \frac{1}{2} (0.9977 + 0.7762) = 0.8870$$

Para calcular la absorción en el vidrio, hacemos referencia a la ley de Bourguer, ecuación (3.13):

$$\tau_a = e^{-\left(\frac{KL}{\cos \theta_2} \right)} \quad (4.14)$$

En donde K es una constante de proporcionalidad para el coeficiente de extinción y toma valores desde aproximadamente 4m^{-1} para vidrio transparente hasta aproximadamente 32m^{-1} para vidrio ordinario.

L es el espesor de la cubierta de vidrio, que para nuestro caso se supone un espesor de 4mm .

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (4.14) se tiene que:

$$\tau_a = e^{-\left(\frac{(32 \text{ m}^{-1}) \cdot (0.004 \text{ m})}{\cos(52.854^\circ)} \right)} = 0.809$$

Con los resultados antes obtenidos se procederá al cálculo de las propiedades ópticas para nuestro sistema, para lo cual retomaremos la ecuación (3.17).

$$\tau \approx \tau_a \tau_r \quad (4.15)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación anterior se obtiene la transmitancia para un sistema con una sola cubierta:

$$\tau = (0.809) \times (0.8870) = 0.7176$$

La absorptancia y la reflectancia para la cubierta de un colector (el vidrio) se calculan empleando las ecuaciones (3.18) y (3.19) respectivamente.

$$\alpha \approx 1 - \tau_a \quad (4.16)$$

$$\rho_d = \tau_a (1 - \tau_r) = \tau_a - \tau \quad (4.17)$$

Sustituyendo en las ecuaciones (4.16) y (4.17) se tiene:

$$\alpha = 1 - 0.809 = 0.191 \text{ (para el vidrio)}$$

$$\rho_d = 0.809 - 0.7176 = 0.0914 \text{ (para el vidrio)}$$

El producto transmitancia absorptancia ($\tau\alpha$), se debe tomar como el símbolo que representa una propiedad de la combinación del absorbedor y la cubierta, en nuestro caso la absorptancia será de 0.92 por lo que:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad (4.18)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación anterior se tiene que:

$$(\tau\alpha) = \frac{(0.7176)(0.92)}{1 - (1 - 0.92)(0.16)} = 0.667$$

4.2.2. Pérdidas de calor en el colector.

Como se mencionó anteriormente, existen tres formas principales de perder calor en un colector plano:

- ❖ A través de la capa de aislamiento posterior
- ❖ A través de los costados del colector.
- ❖ A través de la cubierta frontal.

Procederemos a calcular el coeficiente posterior de transferencia de calor para nuestro colector, para lo cual haremos las siguientes suposiciones:

La parte posterior del colector se aislara con una placa de unicel de 50 mm de espesor, la cual será reforzada con una placa de fibra de vidrio de 2mm de espesor tal y como se muestra en la figura (4.3).

El área de la parte trasera del colector será la misma que el área del absorbedor.

Así mismo se consideran las siguientes temperaturas:

- ❖ $T_x = 30^\circ\text{C} = 303\text{ K}$ (Temperatura ambiente)
- ❖ $T_p = 120^\circ\text{C} = 393\text{ K}$ (Temperatura en la placa absorbedora)
- ❖ $T_{bx} = T_x$

Con estas consideraciones tenemos que:

$$U_b = \frac{1}{\frac{L_1}{K_1} + \frac{L_2}{K_2} + \frac{1}{h_x}} \quad (4.19)$$

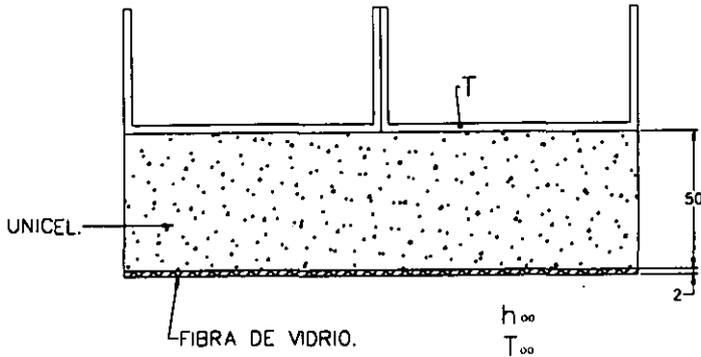


Figura 4.3. Sección de la parte posterior del colector

Tomando los valores de la conductividad térmica para el unicel (K_1) y para la placa de fibra de vidrio (K_2) de la tabla (2.1) del anexo dos se tiene que:

$$K_1 = 3.03 \times 10^{-3} \text{ W/m K}$$

$$K_2 = 0.040 \text{ W/m K}$$

$$h_\infty = 10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (4.19) tenemos:

$$U_n = \frac{1}{\frac{0.050\text{m}}{3.03 \times 10^{-3} \text{ W/mK}} + \frac{1}{\frac{0.002\text{m}}{0.040 \text{ W/mK}} + \frac{1}{10 \text{ W/m}^2 \text{ K}}}} = 0.060 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Para calcular las pérdidas de calor por la parte lateral del colector, haremos las siguientes consideraciones:

- ❖ Las partes laterales del colector se aislarán con una placa de unicel de 50 mm de espesor, la cual será reforzada con un perfil de

aluminio de 3mm de espesor tal y como se muestra en la figura (4.4).

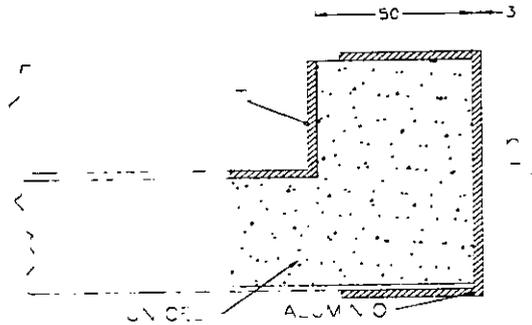


Figura 4.4. Sección de la parte lateral del colector

Retomando la ecuación (3.29) tendremos:

$$U_c = \frac{1}{L_1 + \frac{L_2}{K_2} + \frac{1}{h_x}} \quad (4.20)$$

Tomando los valores de la conductividad térmica para el unicel (K_1) y para el perfil de aluminio (K_2) de la tabla (2.1) del anexo dos se tiene que:

$$K_1 = 3.03 \times 10^{-3} \text{ W/m K}$$

$$K_2 = 164 \text{ W/m K}$$

$$h_x = 10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (4.20) tenemos:

$$U_s = \frac{1}{\frac{0.050m}{3.03 \times 10^{-3} W/mK} + \frac{1}{164 W/mK} + \frac{1}{10 W/m^2 K}} = 0.0602 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente frontal de transferencia de calor.

Por ultimo calcularemos las perdidas de calor que puede presentar nuestro colector por la parte frontal, para lo cual retomaremos la ecuación (3.38):

$$U_f = \left\{ \frac{N}{(c/T)(T - T_x)/(N + f)} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T + T_x)(T^2 + T_x^2)}{(\varepsilon + 0.00591Nh_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon}{\varepsilon_c} - N} \quad (4.21)$$

En donde:

N = Número de cubiertas

$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon)(1 + 0.07866N)$

$c = (520(1 - 0.000051 s^2))$, $0^\circ \leq s \leq 70^\circ$;

s = inclinación del colector

$e = (0.43(1 - 100/T))$

ε_c = Emitancia de la cubierta ó vidrio

ε = Emitancia del absorbedor

h_w = es el coeficiente de transferencia de calor del aire ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), y todas las temperaturas están en grados Kelvin.

Para nuestro caso tendremos los siguientes datos:

N = Una cubierta

$h_w = 10 W/m^2 K$

$T_x = 30^\circ C = 303 K$ (Temperatura ambiente)

$T = 120^{\circ}\text{C} = 393\text{ K}$ (Temperatura de la placa absorbidora)

$$s = 19.5^{\circ}$$

$$\varepsilon_c = 0.88$$

$$\varepsilon = 0.9$$

$$f = (1 + (0.089) \cdot (10^W \text{ m}^2 \text{ K}) - (0.1166)(10^W \text{ m}^2 \text{ K})(0.9) \cdot (1 + (0.07866)(1)) = 0.9067$$

$$c = (520(1 - 0.000051(19.5)^2)) = 509.916$$

$$e = \left((0.430) \cdot \left(1 - \frac{100}{393\text{ K}} \right) \right) = 0.3206\text{ K}^{-1}$$

Calculando el primer termino de la ecuación (4.21) tendremos:

$$(1) = \left\{ \frac{1}{\left(\frac{509.916}{393\text{ K}} \right) \left[\frac{1}{1 + 0.9067\text{ W/m}^2\text{ K}} \right]^{0.3206} + 10\text{ W/m}^2\text{ K}} \right\}^{-1} = 3.09\text{ W/m}^2\text{ K}$$

Calculando el segundo termino de la ecuación (4.22) tendremos:

$$(2) = \frac{5.668 \times 10^{-8}\text{ W/m}^2\text{ K}^4 (393 + 303)\text{ K} (393^2 + 303^2)\text{ K}^2}{\left((0.9) + 0.00591(1)(10\text{ W/m}^2\text{ K}) \right)^{-1} + \frac{(2(1) + (0.9067\text{ W/m}^2\text{ K}) - 1) + (0.133) \cdot (0.9)}{(0.88)} - 1} =$$

$$(2) = 4.14\text{ W/m}^2\text{ K}$$

Por lo tanto, sumando el primer y segundo termino de la ecuación (4.22) obtendremos las perdidas por la parte frontal del colector:

$$U_f = 3.09 + 4.14 = 7.23\text{ W/m}^2\text{ K}$$

El coeficiente global de transferencia de calor de un colector será la suma de los coeficientes antes encontrados de tal forma que:

$$U_L = U_f + 2(U_s) + U_b \quad (4.22)$$

Sustituyendo los resultados antes obtenidos en la ecuación (4.22) tendremos:

$$U_L = 7.23 \text{ W/m}^2 \text{ K} + 2(0.0602) \text{ W/m}^2 \text{ K} + 0.060 \text{ W/m}^2 \text{ K} = 7.4 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Con estos datos podemos determinar el área del colector que se requerirá para cubrir con la demanda de energía para deshidratar el nylon.

Así pues tenemos que:

El calor recibido en una superficie horizontal fuera de la atmósfera esta determinado por:

$$H_0 = \frac{24}{\pi} r I_{sc} (\cos l \cdot \cos d \cdot \sin hs + hs \sin l \sin d) \quad (4.23)$$

$$H_0 = \frac{24}{\pi} (0.9916)(1353 \text{ w}_m^2) (\cos(19.5) \cdot \cos(10.142) \cdot \sin(85.858) + 1.4985 \sin(19.5) \sin(10.142))$$

$$H_0 = 10388.4142 \text{ w}_m^2$$

Para una superficie inclinada tenemos que:

$$H_{oi} = \frac{24}{\pi} r I_{sc} (\cos(l - w) \cos d \sin hs' + hs \cdot \sin(l - w) \sin d) \quad (4.24)$$

$$H_{oi} = \frac{24}{\pi} (0.9916)(1353 \text{ w}_m^2) (\cos(19.5 - 19.5) \cos(10.142) \sin(90) + 1.4985 \cdot \sin(19.5 - 19.5) \sin(10.142))$$

$$H_{oi} = 10089.2 \text{ w}_m^2$$

La relación de la radiación de una superficie inclinada a una horizontal esta dada por:

$$R_0 = \frac{H_{oi}}{H_0} = 0.9712 \quad (4.25)$$

La radiación directa H'' que llega a la superficie terrestre, esta determinada por la relación K_T , así pues, para un valor de $K_T=0.65$ la radiación será:

$$H'' = K_T H_0 \quad (4.27)$$

$$H'' = (0.65)(10388.4142 \text{ W/m}^2)$$

$$H'' = 6752.47 \text{ W/m}^2.$$

La radiación difusa H''_d , que proviene de diversos puntos de la bóveda celeste se puede determinar aplicando un factor $K_d = 0.179$, así pues:

$$H''_d = K_d H_0 = (0.179)(10388.4142 \text{ W/m}^2) \quad (4.28)$$

$$H''_d = 1859.53 \text{ W/m}^2.$$

Conociendo estas cantidades podemos suponer que la radiación que llega al colector I , debe ser la relación de $H''R_o$.

$$I = 6752.47(0.9712) = 6558.0 \text{ W/m}^2.$$

$$\text{La radiación difusa será: } I_d = 1859.53(0.9712) = 1806.0 \text{ W/m}^2$$

Por lo tanto la radiación total será:

$$I_T = I + I_d \quad (4.29)$$

$$I_T = 6558.0 \text{ W/m}^2 + 1806.0 \text{ W/m}^2 = 8364.0 \text{ W/m}^2$$

Ahora bien, $Q = 9\text{KW-hr}$

Como se menciona, el tiempo de proceso para deshidratar nylon fue de 3.015 hrs.

Por lo tanto, el calor necesario será:

$$Q_T = 9000 \text{ W-hr} / 3.015\text{hr} = 2985.07 \text{ W}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación siguiente podemos obtener el área del colector.

$$Q = \tau \alpha I_T A_c - U_L A_c (T - T_a) \quad (4.30)$$

$$A_c = \frac{Q}{(\tau\alpha I - U_l(T - T_a))} = \frac{2985.07 \text{ W}}{(8364 \text{ W m}^{-2}(0.667) - 7.4 \text{ W m}^{-2}\text{K}(393 - 303)\text{K})}$$

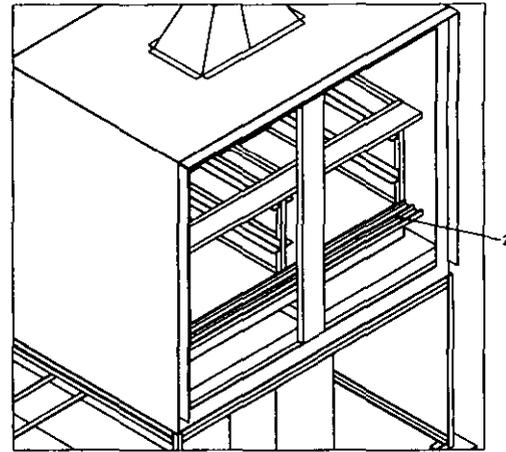
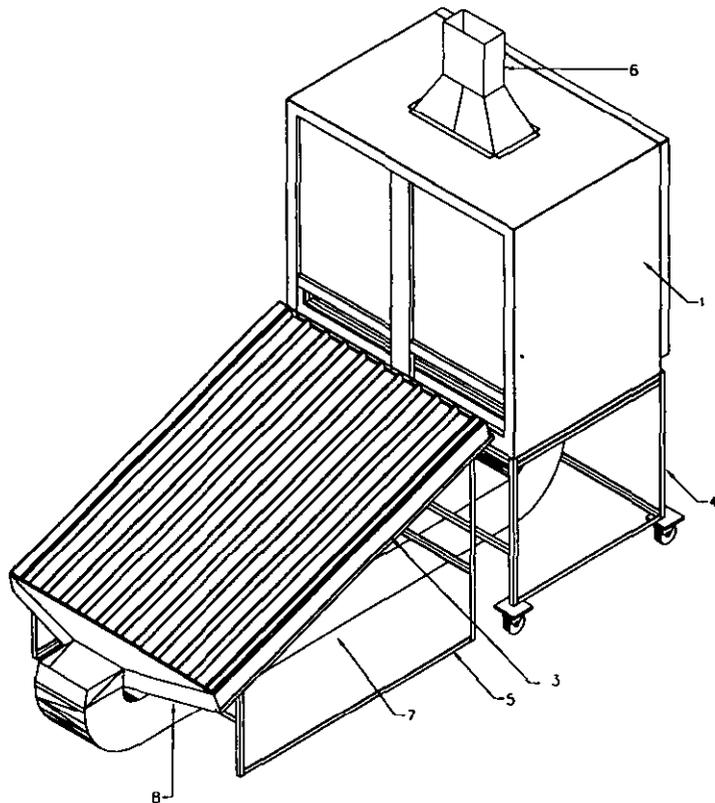
$$A_c = 0.61 \text{ m}^2.$$

Debido a que esta es una consideración teórica, es decir, los valores del ángulo de incidencia y la radiación se mantuvieron constantes durante todo el día, este resultado se deberá expresar como el área mínima del colector cuando se tengan estas condiciones de funcionamiento, por lo que nosotros proponemos un colector que tenga un área mayor para absorber los cambios del ángulo de incidencia, así como el de la radiación.

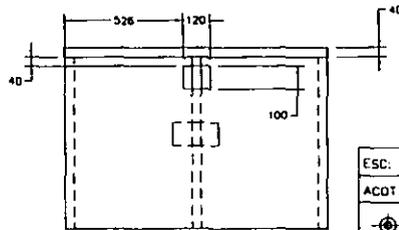
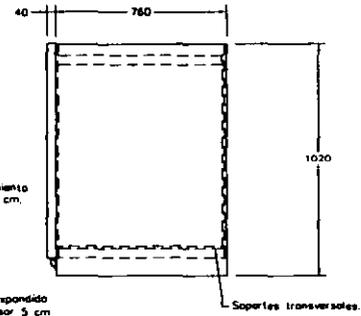
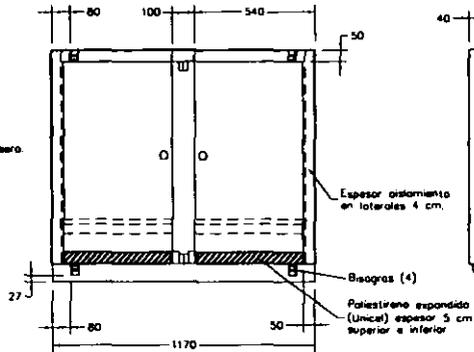
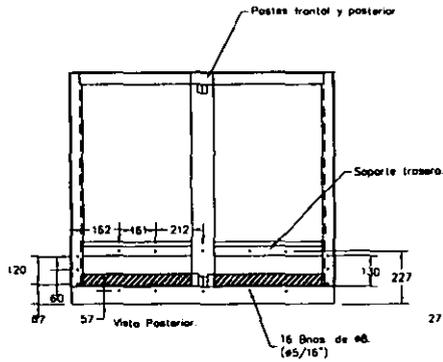
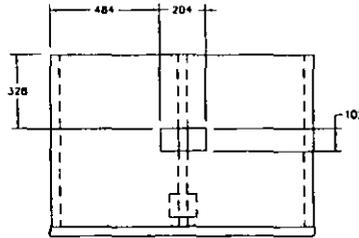
Es importante mencionar que las pérdidas del colector también estarán afectadas por la velocidad del aire en el ambiente, por lo que la eficiencia del mismo dependerá de muchos factores a la vez.

4.3. Planos de construcción.

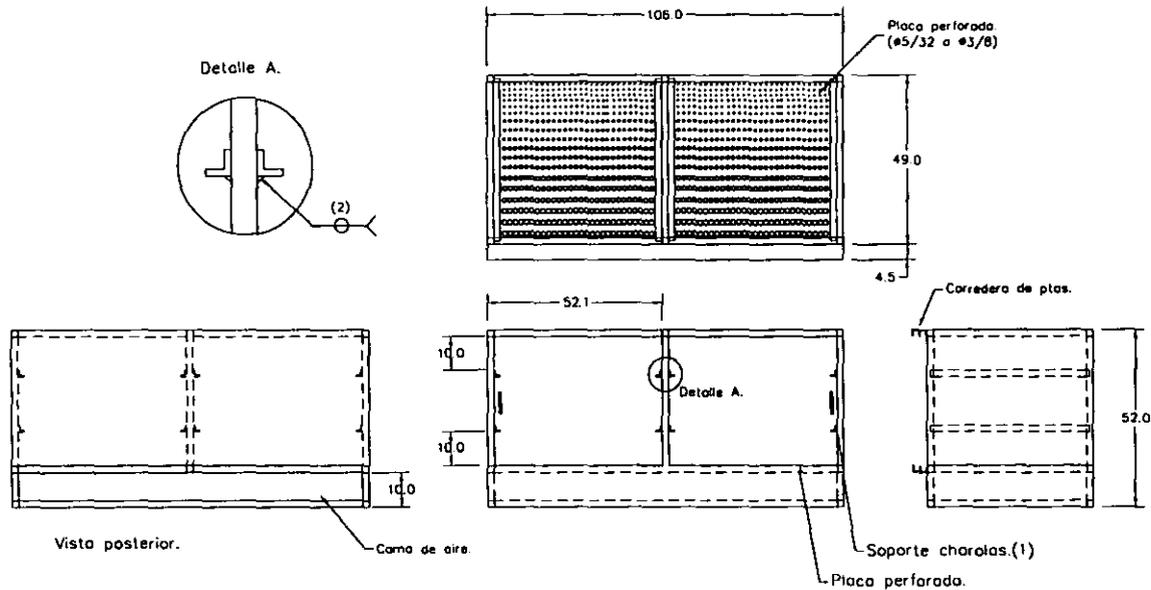
A continuación se presentan los planos más representativos para la construcción del colector solar y el horno, cabe mencionar que las dimensiones propuestas están relacionadas con el comportamiento actual del clima (generalmente nublado) así como con el tamaño de los materiales estándar para su construcción.



No.	CTD.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIÓN
1	1	Horno.	Lámina csa. col. 22	Lámina 1.
2	1	Contenedor interior	Lámina csa. col. 22.	Lámina 2.
3	1	Colector solar	Aluminio SAC-305	Lámina 3.
4	1	Base horno.	Perfil L 3/4"	Lámina 4.
5	1	Base colector.	Perfil L 3/4"	Lámina 5.
6	1	Chimenea.	Lámina csa. col. 24	Lámina 6.
7	1	Ductos de circulación.	Lámina galv. col. 24.	Aislado con fibra de vidrio.
8	2	Copie de entrada-salida.	Lona térmica.	Unión por medio de rasortes.
ESC: 1:10		FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN	FECHA:	DIBUJO: J. LEYVA
ACOT: mm		HORNO SOLAR PARA DESHIDRATAR NYLON.	REMSO: F. LEYVA	
			No LAMINA: 0	



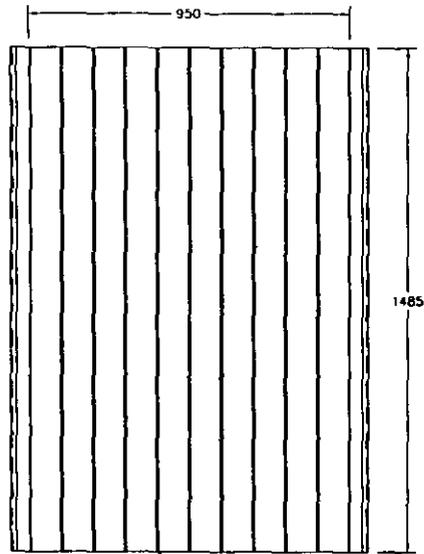
ESC: 1:10	FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN	FECHA:	DIBUJO: J. LEYVA
ACOT mm	HORNO.		REVISO: F. LEYVA
			No LAMINA: 1



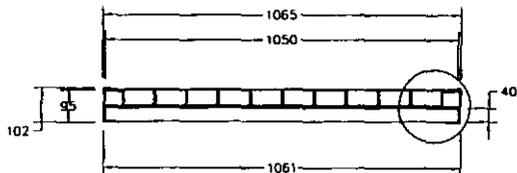
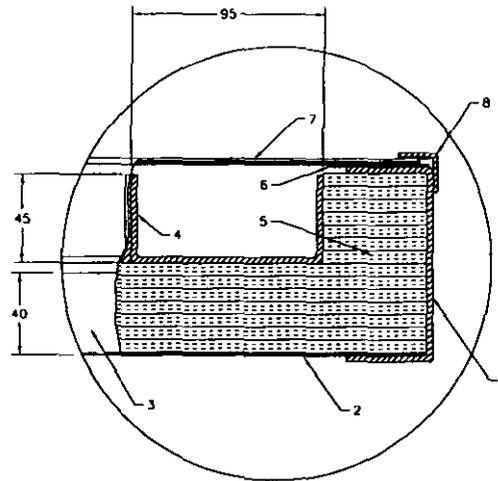
Notas:

- 1.- Estructura de PTR cuadrada de 3/4" unido con soldadura eléctrica.
- 2.- El contenedor deberá estar aislado con unical de 3/4" de espesor, en los paredes laterales e inferior.
- 3.- Las puertas son corredizas y aisladas térmicamente con unical de 3/4".

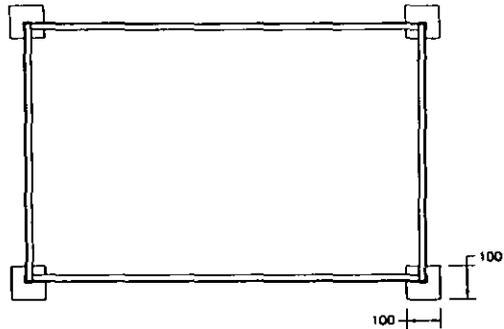
1	8	Soporte charolas.	Perfil L de 3/4"x3/4"	Punteado en externos
No.	CTD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	OBSERVACIÓN
ESC:	1:10	FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN	FECHA:	DIBUJO: J. LEYVA
ACOT:	mm	CONTENEDOR INTERIOR.		REWSO: E. LEYVA
				No LAMINA 2



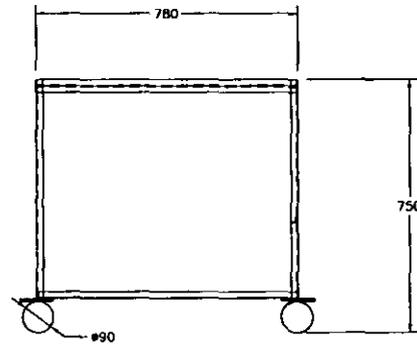
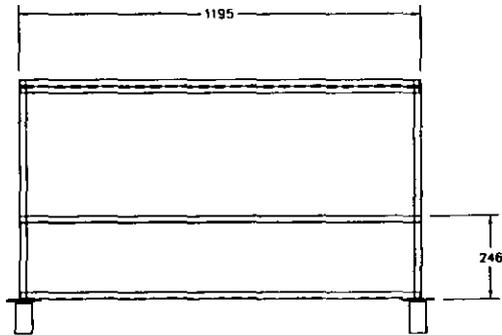
Absorbedor: 10 canales unidos con remaches AS-45, y pintado de color negro mate.



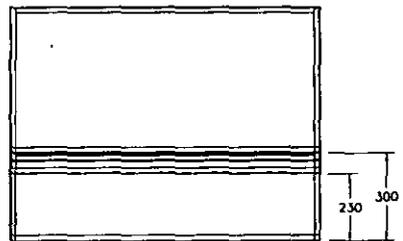
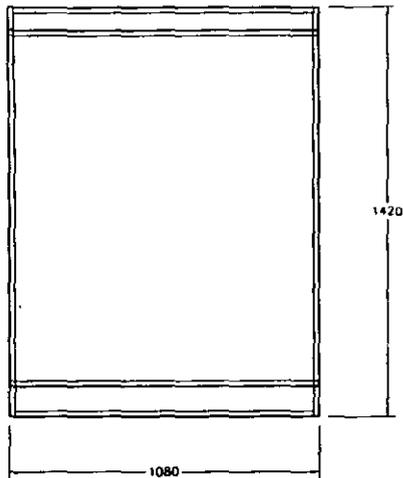
No.	CTD.	DESCRIPCIÓN.	MATERIAL.	OBSERVACIÓN
1	2	Soporte lateral.	Perfil aluminio SAE 305	Perfil de canalera catlogo 307
2	1	Tapo inferior.	Fibra de vidrio.	Se refuerza con 2 tiras de aluminio.
3	2	Soporte frontal y posterior.	Perfil aluminio SAE 305	Perfil de canalera cortado a 40mm
4	10	Canalera absorbedor.	Perfil aluminio SAE 305	Perfil U de 45x95x1485
5	3	Aislamiento inferior y lateral	Poliestireno expandido (unicel)	Puede variar espesor en la
6	2	Sellador de vidrio.	Butilo.	Colocar a lo largo del colector.
7	1	Cubierta del colector	Vidrio comun para ventanal	
8	2	Reten cubierta.	Perfil aluminio SAE 305	Perfil L, de 3/4" unidos con remache
ESC: 1:10		FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN	FECHA:	DIBUJO: J. LEYVA
ACOT: mm		COLECTOR SOLAR.		REVISO: F. LEYVA
				No LAMINA: 3



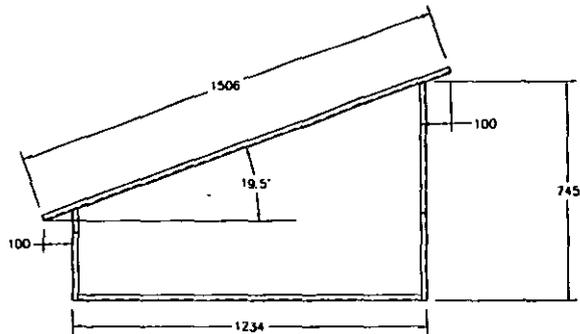
Material:
 Perfil "L" de 3/4", acero al carbono 1010
 Uniones con puntos de soldadura electrica



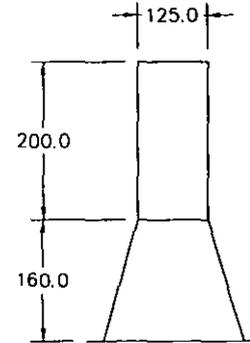
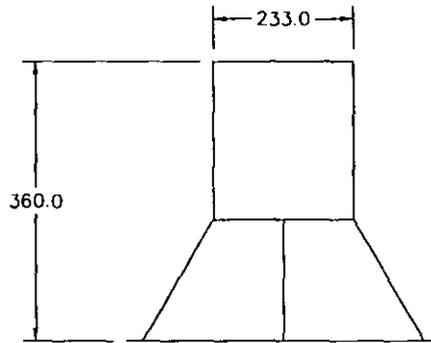
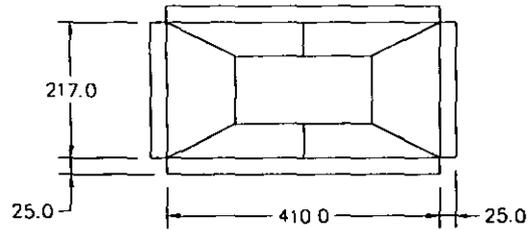
ESC: 1:10	FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUALTILAN	FECHA:	DIBUJO: J. LEYVA
ACOT mm	BASE HORNO.		REVISO: F. LEYVA
			No LAMINA

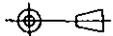


Material:
 Perfil "L" de 3/4", acero al carbono 1010.
 Uniones con puntos de soldadura electrica



ESC: 1:10	FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUALTITLAN	FECHA:	DIBUJO: J. LEYVA
ACOT: mm	BASE COLECTOR.		REVISO: E. LEYVA
			No LAMINA: 5



ESC: 1:10	FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN	FECHA: FECHA:	DIBUJO: J. LEYVA
ACOT: mm	CHIMENEA.		REVISÓ: E. LEYVA
			No LAMINA: 6

4.4. Construcción del horno solar.

Tomando como base los cálculos en capítulos anteriores y los planos mostrados, se construyó el horno mostrado en las siguientes fotografías.



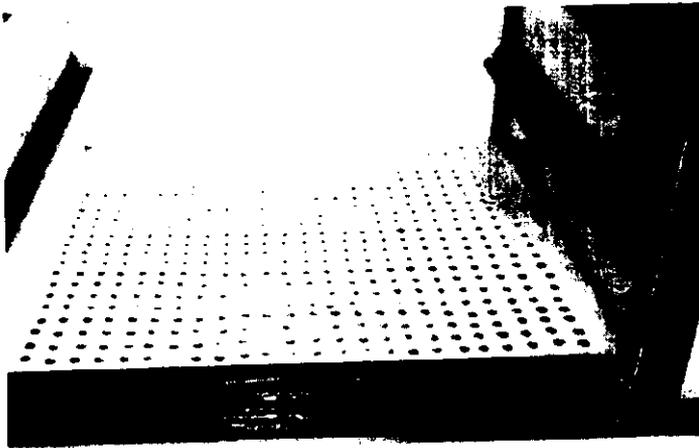
Todos los componentes del horno fueron cubiertos con una capa de pintura, para disminuir los procesos de corrosión.



El horno se aislo térmicamente con unicel de 5 cm de espesor y se agregó un neopreno en el perímetro de las puertas para disminuir las pérdidas de calor.



Esta foto muestra el contenedor interior así como las charolas que soportarán el material a deshidratar.



La cama de aire esta compuesta por placas perforadas que permiten la circulación del aire caliente.



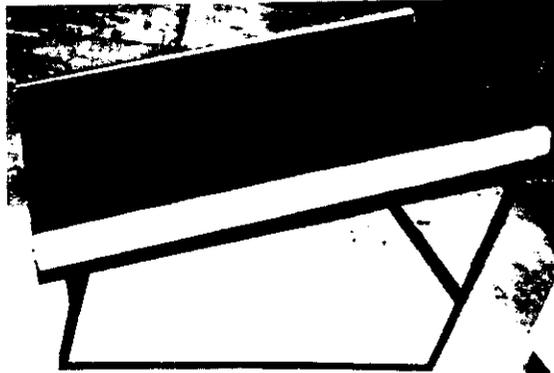
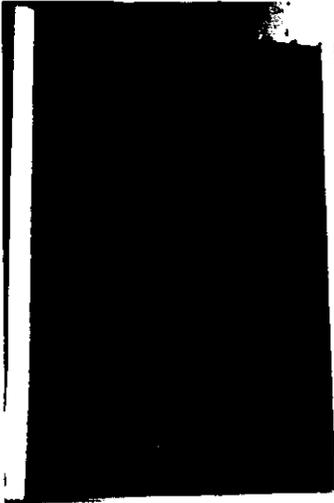
La tubería fue diseñada para acoplarse por medio de bridas, lo cual hace más fácil instalación, cabe mencionar que para la realización de las pruebas fue necesario instalar un ventilador para controlar el flujo de aire dentro del sistema.



Los tubos se aislaron perfectamente con lana de vidrio, para evitar la pérdida de calor por éstos, aunque se dejó un respiradero al frente de un tubo, para permitir la entrada de aire limpio con el fin de regular la cantidad de humedad.



Aquí se puede apreciar el ducto listo para ensamblarse al sistema.



El absorbedor consta de 10 canaletas unidas con remaches y selladas entre sí, pintadas de color negro mate, montada en una estructura térmicamente aislada. Por otro lado el colector se colocó en una base inclinada 19.5° respecto a la horizontal, esto para asegurar un buen funcionamiento.



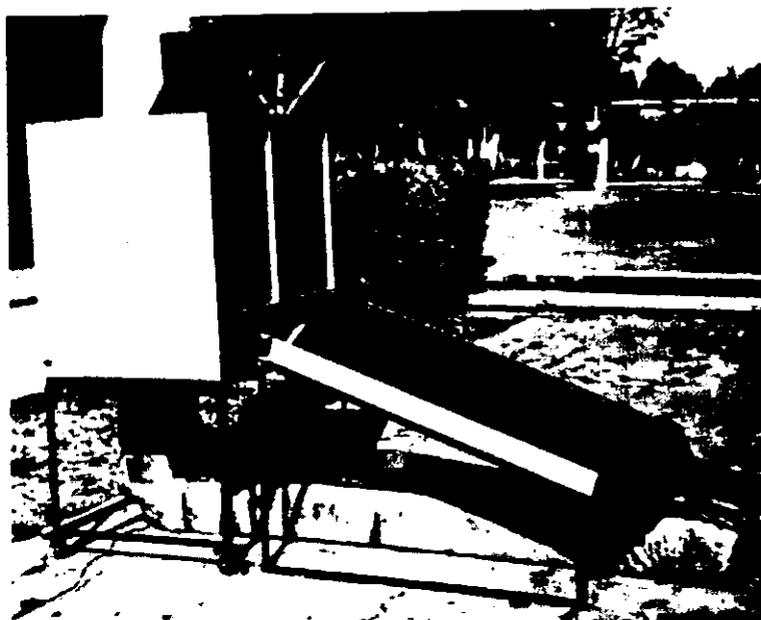
Se colocó un sellador (Butilo), entre el vidrio y la estructura del colector.



La instalación del vidrio se debe hacer de manera cuidadosa, para evitar el riesgo de romper el mismo, debiendo quedar lo más centrado posible.



El vidrio se protegió con un reten, para evitar rupturas accidentales, pero se debe tomar en cuenta la expansión por dilatación del mismo.



Tanto el colector como la tubería se acoplan al horno mediante uniones flexibles, las cuales están bridadas al mismo horno.

5. Pruebas del sistema solar.

5.1. Modelo matemático de Hottel.

El modelo de Hottel permite el cálculo de la radiación solar, en una localidad dada a cualquier hora del día, sobre un plano horizontal, para un día claro. Para esto considera tres variables directamente proporcionales: radiación extraterrestre (H_o) Transmitancia atmosférica (τ_b) y el coseno del ángulo del zenith ($\cos \psi$).

A continuación se presenta la formula y se desglosa definiendo las partes.

$$H_b = H_o \tau_b \cos \psi \quad (5.1)$$

donde:

H_b = Radiación directa en día claro (W/m^2)

H_o = Radiación extraterrestre en el día n. (W/m^2)

τ_b = Transmitancia atmosférica para radiación directa.

$\cos \psi$ = coseno del ángulo del zenith.

Desglosando cada término tenemos:

$$H_o = I_{SC}(r) \quad (5.2)$$

$$\tau_b = a_o + a_1 \cdot e^{-R \cos \psi} \quad (5.3)$$

para

$$\begin{aligned} a_o &= r_o \cdot a_o^* \\ a_i &= r_i \cdot a_i^* \\ R &= r_R \cdot a_R^* \end{aligned} \quad (5.4)$$

Donde (r_0, r_1, r_R) = factores de corrección para tipos de clima distintos,

Y

$$\begin{aligned} a_0^* &= 0.4237 - 0.00821 (6 - A)^2 \\ a_1^* &= 0.5055 + 0.00595 (6.5 - A)^2 \\ a_R^* &= 0.2711 + 0.01858 (2.5 - A)^2 \end{aligned} \quad (5.5)$$

donde A = altitud del lugar. (en km.)

El coseno del zenith ya se ha estudiado en el capítulo primero de este trabajo.

Siendo este el procedimiento para calcular la radiación solar directa se puede calcular, con una nueva transmitancia, la radiación solar difusa y por tanto la total.

$$H_d = H_o \tau_d \cos \psi$$

donde τ_d = la transmitancia atmosférica para radiación difusa.

$$\tau_b = 0.271 - 0.2939 \tau_b$$

$$H_t = H_b - H_d$$

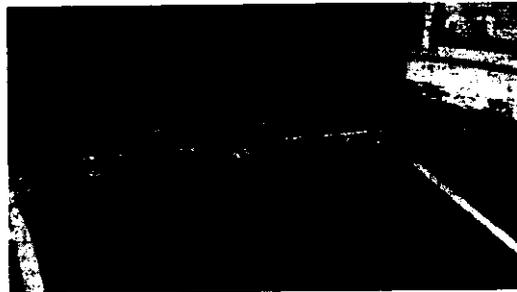
Donde H_t = Radiación total en el plano horizontal para día claro. (W/m^2).

	t		t_s	$\cos \psi$	t_b	H_b	t_d	H_d	H_t	I_t
12.83	-0.04	-0.61	12.19	0.97	0.75	978.49	0.05	64.59	1043.08	983.25
13.00	-0.04	-0.61	12.36	0.97	0.75	977.82	0.05	64.59	1042.40	982.61
13.17	-0.04	-0.61	12.52	0.97	0.75	977.14	0.05	64.58	1041.72	981.97
13.33	-0.04	-0.61	12.69	0.97	0.75	976.45	0.05	64.57	1041.02	981.31
13.50	-0.04	-0.61	12.86	0.97	0.75	975.76	0.05	64.56	1040.32	980.64
13.67	-0.04	-0.61	13.02	0.97	0.75	975.05	0.05	64.55	1039.60	979.97
13.83	-0.04	-0.61	13.19	0.97	0.75	974.34	0.05	64.54	1038.88	979.29
14.00	-0.04	-0.61	13.36	0.97	0.75	973.62	0.05	64.53	1038.15	978.60
14.17	-0.04	-0.61	13.52	0.97	0.75	972.88	0.05	64.52	1037.41	977.90
14.33	-0.04	-0.61	13.69	0.97	0.75	972.14	0.05	64.51	1036.66	977.20
14.50	-0.04	-0.61	13.86	0.97	0.75	971.39	0.05	64.50	1035.90	976.48
14.67	-0.04	-0.61	14.02	0.97	0.75	970.64	0.05	64.49	1035.13	975.76
14.83	-0.04	-0.61	14.19	0.97	0.75	969.87	0.05	64.48	1034.35	975.02
15.00	-0.04	-0.61	14.36	0.97	0.75	969.09	0.05	64.47	1033.57	974.28
15.17	-0.04	-0.61	14.52	0.96	0.75	968.31	0.05	64.46	1032.77	973.53
15.33	-0.04	-0.61	14.69	0.96	0.75	967.52	0.05	64.45	1031.97	972.78
15.50	-0.04	-0.61	14.86	0.96	0.75	966.71	0.05	64.44	1031.16	972.01
15.67	-0.04	-0.61	15.02	0.96	0.75	965.90	0.05	64.43	1030.33	971.24
15.83	-0.04	-0.61	15.19	0.96	0.75	965.08	0.05	64.42	1029.50	970.45
16.00	-0.04	-0.61	15.36	0.96	0.75	964.25	0.05	64.41	1028.66	969.66
12.83	-0.04	-0.61	12.19	0.97	0.75	978.50	0.05	64.59	1043.09	983.26
13.00	-0.04	-0.61	12.35	0.97	0.75	977.83	0.05	64.59	1042.42	982.62
13.17	-0.04	-0.61	12.52	0.97	0.75	977.15	0.05	64.58	1041.73	981.98
13.33	-0.04	-0.61	12.69	0.97	0.75	976.46	0.05	64.57	1041.03	981.32
13.50	-0.04	-0.61	12.85	0.97	0.75	975.77	0.05	64.56	1040.33	980.66
13.67	-0.04	-0.61	13.02	0.97	0.75	975.06	0.05	64.55	1039.62	979.98
13.83	-0.04	-0.61	13.19	0.97	0.75	974.35	0.05	64.54	1038.89	979.30
14.00	-0.04	-0.61	13.35	0.97	0.75	973.63	0.05	64.53	1038.16	978.61
14.17	-0.04	-0.61	13.52	0.97	0.75	972.90	0.05	64.52	1037.42	977.92
14.33	-0.04	-0.61	13.69	0.97	0.75	972.16	0.05	64.51	1036.67	977.21
14.50	-0.04	-0.61	13.85	0.97	0.75	971.41	0.05	64.50	1035.91	976.49
14.67	-0.04	-0.61	14.02	0.97	0.75	970.65	0.05	64.49	1035.14	975.77
14.83	-0.04	-0.61	14.19	0.97	0.75	969.88	0.05	64.48	1034.37	975.04
15.00	-0.04	-0.61	14.35	0.97	0.75	969.11	0.05	64.47	1033.58	974.30
15.17	-0.04	-0.61	14.52	0.96	0.75	968.32	0.05	64.46	1032.79	973.55
15.33	-0.04	-0.61	14.69	0.96	0.75	967.53	0.05	64.45	1031.98	972.79
15.50	-0.04	-0.61	14.85	0.96	0.75	966.73	0.05	64.44	1031.17	972.02
15.67	-0.04	-0.61	15.02	0.96	0.75	965.92	0.05	64.43	1030.35	971.25
15.83	-0.04	-0.61	15.19	0.96	0.75	965.10	0.05	64.42	1029.52	970.47
16.00	-0.04	-0.61	15.35	0.96	0.75	964.27	0.05	64.41	1028.68	969.68

Tabla 5.1 Resultados del cálculo por modelo matemático de Hottel.

5.2. Pruebas del colector solar.

Este sistema fue puesto a prueba el 24 y 25 de abril del presente año, para lo cual fue necesario instalar seis termómetros, como lo muestran las siguientes fotografías.



Se instalaron termómetros a la entrada y salida del horno así como en la entrada y salida del colector.

Con los cuales se censaron las siguientes temperaturas:

T_1 = Temperatura a la entrada del colector

T_3 = Temperatura a la salida del colector

T_5 = Temperatura en la cama de aire del horno

T_7 = Temperatura a la salida del horno

T_A = Temperatura del medio ambiente

T_{AB} = Temperatura en la placa absorbadora del colector

Para medir la radiación y la velocidad el viento se empleo un piranómetro y un anemómetro respectivamente; con lo cual se obtuvieron los siguientes datos:

24 Abril del 2000 (Tabla 5.2 resultados de pruebas)

13:45 Tiempo oficial en el D.F. (Horario de verano.)

Hora	T_1 °C	T_3 °C	T_5 °C	T_7 °C	T_A °C	T_{AB} °C	$V_{(viento)}$	I (Watts)
13:50	50.0	75.0	64.0	53.0	32	100	1.5 m/s	729.24
14:00	50.0	75.0	65.0	53.0	31	102	2.7	734.55
14:10	50.0	75.0	65.0	53.0	30	105	1	741.63
14:20	50.5	70.0	65.0	53.5	30.5	106	1.2	738.09
14:30	52.5	78.0	65.0	54.5	31.5	109	1.7	739.86
14:40	53.0	76.0	65.0	55.0	30	109.5	1.6	741.63
14:50	53.0	75.0	65.0	55.5	31	110	2	727.47
15:00	53.0	75.0	65.5	55.5	30	111	1.3	734.55
15:10	54.5	75.5	66.0	57.0	29.5	112.5	2.3	725.70
15:20	55.0	75.5	67.0	57.5	30	112.5	1.6	741.63
15:30	57.0	76.0	67.0	59.0	30	112.5	1	743.40
15:40	58.0	76.5	68.0	60.0	30	112	1.2	739.86
15:50	60.0	77.0	68.0	62.0	29	112	1.6	738.09
16:00	60.0	77.0	68.0	62.0	30	112	1.2	741.63
16:10	60.0	77.0	67.0	61.5	30	111	1.1	725.70
16:20	60.0	76.0	67.0	61.0	29.5	112	0.9	734.55
16:30	58.5	76.5	66.0	60.5	30	111	1.7	734.55
16:40	56.0	75.0	63.0	60.0	28.5	100	2.4	729.24
16:50	55.0	74.0	61.0	59.0	29	100	1.0	725.70
17:00	54.0	73.0	60.0	58.0	29.5	100	1.7	729.24

25 Abril del 2000 (Tabla 5.3 Resultados de pruebas)

13:40 Tiempo oficial en el D.F. (Horario de verano.)

Hora	T_1 °C	T_3 °C	T_5 °C	T_7 °C	T_A °C	T_{AB} °C	$V_{(viento)}$	I (Watts)
13:50	45.0	76.5	68.0	54.5	32	112.5	1m/s	936.33
14:00	47.0	79.0	70.0	55.0	32	112.5	0.8	727.47
14:10	49.5	79.0	74.0	56.5	32	115	1	654.90
14:20	50.0	79.0	74.5	57.0	32	115	2.1	637.2
14:30	52.0	79.0	76.0	58.0	32	120	3	665.52
14:40	52.5	82.0	77.5	58.0	32	119	2.6	817.74
14:50	52.5	83.0	78.0	60.0	32	119	2.5	771.72
15:00	53.5	82.0	79.0	59.0	32	119	2.7	771.72
15:10	54.0	83.0	79.5	59.0	31.5	118	3.2	761.10
15:20	53.5	84.0	80.0	59.0	32	117	1.0	750.48
15:30	53.5	83.0	80.0	59.0	32	115	0.5	727.47
15:40	54.5	80.0	80.0	59.0	31.5	114	1.0	746.94
15:50	54.0	79.0	79.0	59.0	32	112.5	1.1	746.94
16:00	55.0	78.0	79.0	58.5	32.5	111	0.9	743.4
16:10	54.0	80.0	79.0	59.0	32.5	109	1.3	741.63
16:20	54.0	77.0	78.0	58.5	32	106	0.6	736.32
16:30	54.5	74.0	78.0	58.0	32	105	1.2	741.63
16:40	53.5	75.0	76.0	58.0	33	102	2.7	734.55
16:50	53.0	74.0	76.0	57.0	33	100	2.6	729.24
17:00	52.0	73.0	74.0	57.0	33	98	1.0	723.93

Las pruebas que se realizaron el 24 de abril se efectuaron en vacío, es decir, que las charolas con material no fueron colocadas en el interior del horno. Con lo cual se logró medir la temperatura de estancamiento que presenta nuestro sistema. Por otro lado, las pruebas realizadas el 25 de abril, se efectuaron empleando una carga de 5 Kg de Nylon, distribuido uniformemente en cuatro charolas metálicas como se muestra a continuación:



El grano se distribuyó uniformemente en la charola, para así permitir el flujo de aire dentro de la misma.

Se separaron 4 muestras, una por charola, con un peso de 100 g c/u.



Como se puede observar en la fotografía anterior las muestras se colocaron aproximadamente en el centro de la charola.

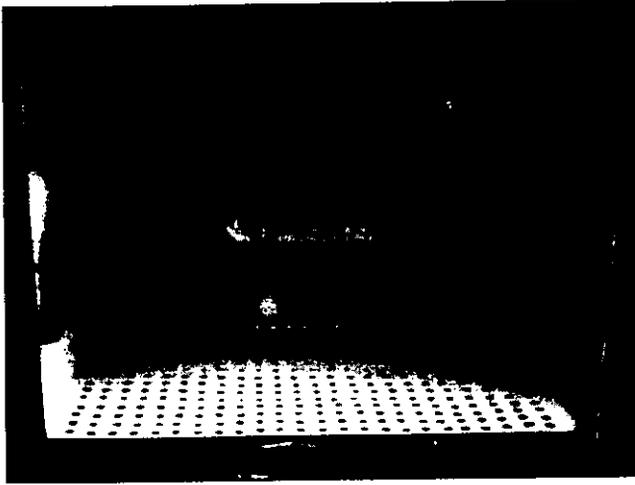
Por las condiciones del clima el tiempo de la prueba fue alrededor de 3 horas, en la cual se observó un comportamiento muy interesante de las muestras.

5.3. Resultados.

Al terminar el periodo de prueba se obtuvieron los siguientes resultados:

- ⇒ La temperatura máxima alcanzada fue de 80°C, dentro de la cama de aire en el horno, lo cual nos asegura un buen funcionamiento del sistema.*
- ⇒ Al sacar las muestras de las charolas se observó que pesaban más de lo que se había ingresado, esto es por la razón siguiente:*

La muestra de material se tomo en filtros de fibra natural, los cuales tienen una propiedad natural de absorber humedad, ahora bien, estos pequeños contenedores estaban rodeados de material a deshidratar tal y como se muestra en la fotografía.



Al circular el aire caliente a traves de las charolas empezó a remover el agua de los pelets circundantes al filtro, el cual lejos de perder humedad iba ganandola.

Este fenómeno es sencillo de entender; ya que el filtro es una barrera para el libre flujo de aire, el cual remueve estas partículas de agua y las saca fuera del sistema, y al no poder fluir fácilmente se quedan atascadas en tales barreras.



Como se puede observar en la fotografía anterior, la ganancia de peso en el filtro (con todo y material), es un reflejo de la pérdida global de humedad del producto.

⇒ El comportamiento del colector se puede observar en el siguiente desarrollo.

Datos obtenidos basándonos en los resultados de las tablas 5.1 y 5.2.

$$\begin{array}{ll} T_p = 350 \text{ K} & \mu = 2.075 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s} \\ \rho = 0.9980 \text{ Kg/m}^3 & C_p = 1.0090 \times 10^{-3} \text{ J/Kg K} \\ v = 1.64 \text{ m/s} & L = 1.5 \text{ m} \\ Pr = 0.697 & k = 0.03003 \text{ W/m K} \end{array}$$

Donde:

T_p = Temperatura promedio entre el absorbedor y el medio ambiente.

μ = Viscosidad dinámica del aire, para la temperatura dada.

ρ = Densidad del aire, para la temperatura dada.

v = Velocidad promedio del aire.

Pr = Número de Prandtl.

L = Longitud principal a evaluar.

C_p = Constante volumétrica del aire a presión cte.

k = Constante de transferencia de calor por conducción del aire.

Con estos datos calculamos el número de Reynolds (Re) promedio de la siguiente forma:

$$Re = \frac{v * L * \rho}{\mu} = \frac{1.64 * 1.5 * 0.9980}{2.075 \times 10^{-5}}$$

$Re = 118317.10 \Rightarrow$ Flujo laminar.

El número de Nusselt, esta determinado por:

$$Nu_p = \frac{h_p * L}{k} = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} = 202.5$$

$$h_p = \frac{202.5(0.03003)}{1.5} = 4.05 \text{ W m}^2 \text{ K}$$

Las pérdidas en el colector estarán determinadas por:

Para la parte posterior:

$$U_b = U \frac{A_b (T - T_{bso})}{A_c (T - T_\infty)} = \frac{A_b}{A_c} \frac{1}{(t/k) + (1/h_b)} \frac{(T - T_{bso})}{(T - T_\infty)}$$

Para los laterales:

$$U_s = U \frac{A_s (T - T_{so})}{A_c (T - T_\infty)} = \frac{A_s}{A_c} \frac{1}{(t_m/k_m) + (t/k) + (1/h_s)} \frac{(T - T_{so})}{(T - T_\infty)}$$

Para la cubierta:

$$U_f = \left\{ \frac{N}{(c/T)[(T - T_\infty)/(N + f)]^2} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T + T_\infty)(T^2 + T_\infty^2)}{(\varepsilon + 0.00591Nh_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon}{\varepsilon_c} - N}$$

Tabla 5.4 Resultados de la eficiencia del sistema y del colector solar.

24 Abril del 2000
13:40 Tiempo oficial en el D.F. (Horario de verano.)

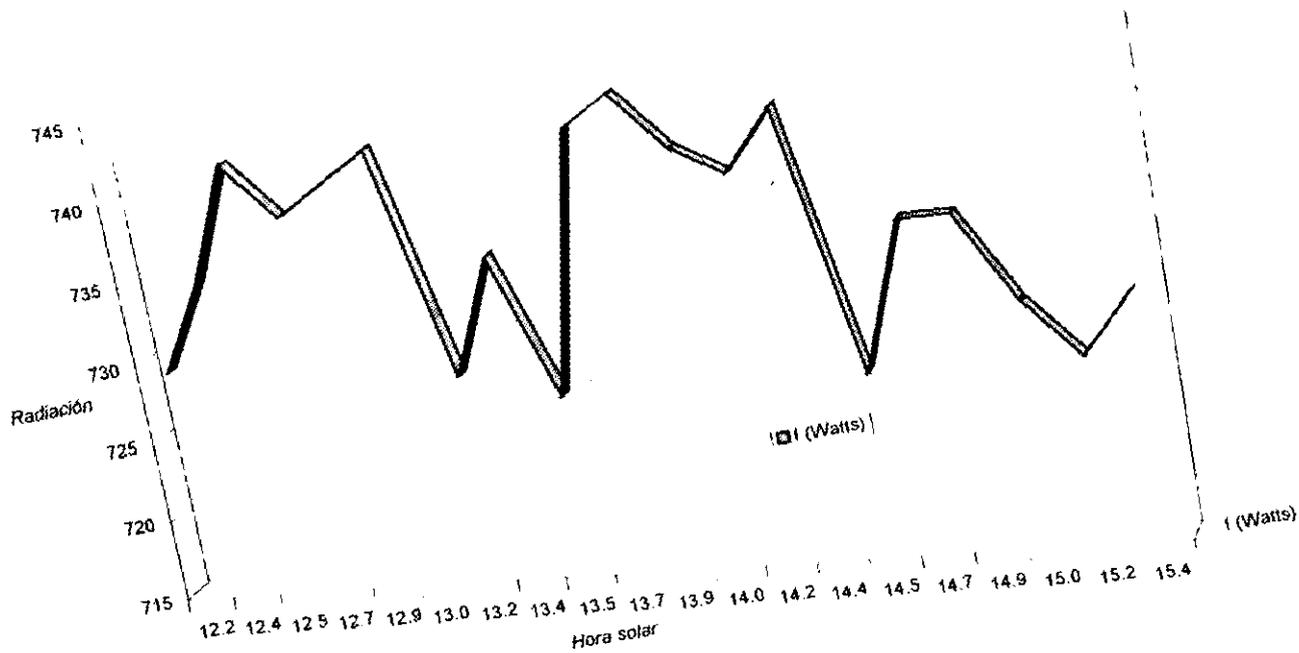
Hora	T solar	Densidad	m°	Tp (°K)	Cp	n _s	Ub	Us	Uf	UL	Qa	Qu	n _c
12.8	12.2	0.810585	0.062	335.50	1008.043	0.55	0.05	0.0051	1.63	1.69	444.68	306.82	0.69
13.0	12.4	0.810585	0.062	335.50	1008.043	0.55	0.05	0.0051	1.64	1.70	442.89	298.10	0.67
13.2	12.5	0.810585	0.062	335.50	1008.043	0.54	0.05	0.0050	1.66	1.71	439.20	285.03	0.65
13.3	12.7	0.816058	0.063	333.25	1007.895	0.43	0.05	0.0050	1.66	1.72	426.45	270.97	0.64
13.5	12.9	0.803995	0.062	338.25	1008.225	0.56	0.05	0.0051	1.67	1.73	414.40	253.83	0.61
13.7	13.0	0.805781	0.062	337.50	1008.175	0.50	0.05	0.0050	1.67	1.73	400.20	235.12	0.59
13.8	13.2	0.806977	0.062	337.00	1008.142	0.49	0.05	0.0051	1.67	1.73	375.98	211.87	0.56
14.0	13.4	0.806977	0.062	337.00	1008.142	0.48	0.05	0.0050	1.68	1.74	361.58	192.83	0.53
14.2	13.5	0.804589	0.062	338.00	1008.208	0.47	0.05	0.0050	1.69	1.74	338.49	164.95	0.49
14.3	13.7	0.803995	0.062	338.25	1008.225	0.45	0.05	0.0050	1.68	1.74	326.26	153.83	0.47
14.5	13.9	0.801035	0.062	339.50	1008.307	0.41	0.05	0.0050	1.68	1.74	307.21	134.77	0.44
14.7	14.0	0.799269	0.062	340.25	1008.357	0.40	0.05	0.0050	1.68	1.74	286.25	115.04	0.40
14.8	14.2	0.796343	0.061	341.50	1008.439	0.37	0.05	0.0049	1.68	1.74	266.70	93.29	0.35
15.0	14.4	0.796343	0.061	341.50	1008.439	0.37	0.05	0.0050	1.68	1.74	249.93	78.72	0.31
15.2	14.5	0.796343	0.061	341.50	1008.439	0.38	0.05	0.0050	1.68	1.74	228.04	59.29	0.26
15.3	14.7	0.797511	0.061	341.00	1008.406	0.35	0.05	0.0050	1.68	1.74	215.50	43.19	0.20
15.5	14.9	0.798682	0.061	340.50	1008.373	0.39	0.05	0.0050	1.68	1.74	201.75	33.00	0.16
15.7	15.0	0.803401	0.062	338.50	1008.241	0.42	0.05	0.0049	1.64	1.70	188.35	42.90	0.23
15.8	15.2	0.805781	0.062	337.50	1008.175	0.42	0.05	0.0049	1.64	1.69	177.34	32.98	0.19
16.0	15.4	0.808176	0.062	336.50	1008.109	0.42	0.05	0.0050	1.64	1.69	169.91	26.63	0.16

Tabla 5.5 Resultados de la eficiencia del sistema y del colector solar.

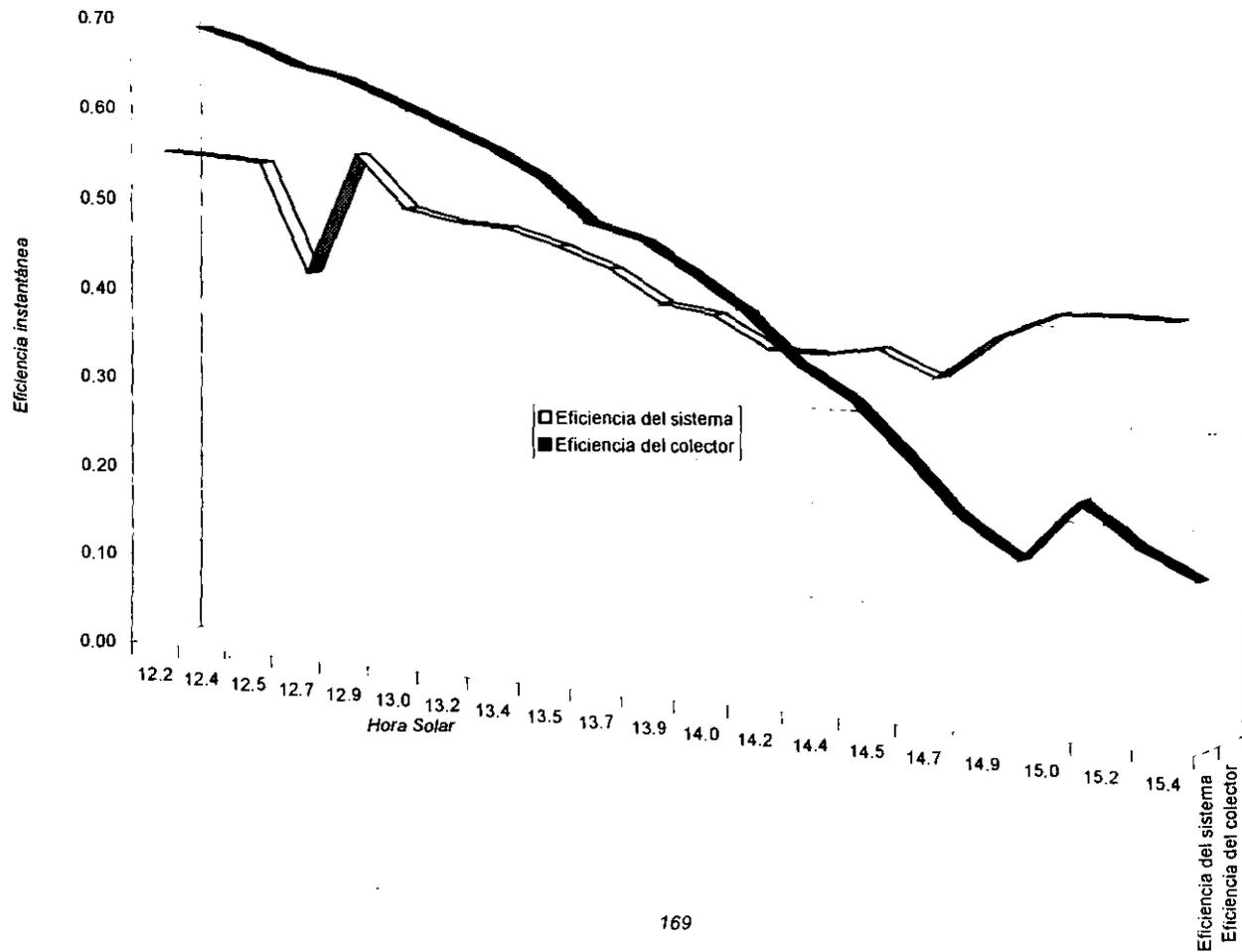
25 Abril del 2000
13:40 Tiempo oficial en el D.F. (Horario de verano.)

Hora	T solar	densidad	m°	Tp (°K)	Cp	n _s	Ub	Us	Uf	UL	Qa	Qu	n _c
12.8	12.2	0.81484	0.063	333.75	1007.9275	0.54	0.04	0.0046	1.68	1.73	577.89	410.41	0.71
13.0	12.4	0.80938	0.062	336.00	1008.0760	0.71	0.04	0.0046	1.68	1.73	443.98	276.50	0.62
13.2	12.5	0.80638	0.062	337.25	1008.1585	0.73	0.04	0.0046	1.69	1.74	392.61	218.97	0.56
13.3	12.7	0.80578	0.062	337.50	1008.1750	0.73	0.04	0.0046	1.69	1.74	372.72	199.08	0.53
13.5	12.9	0.80340	0.062	338.50	1008.2410	0.65	0.04	0.0047	1.71	1.76	377.40	191.32	0.51
13.7	13.0	0.79927	0.062	340.25	1008.3565	0.58	0.04	0.0047	1.70	1.76	446.77	263.20	0.59
13.8	13.2	0.79810	0.061	340.75	1008.3895	0.64	0.04	0.0047	1.70	1.76	403.82	220.24	0.55
14.0	13.4	0.79810	0.061	340.75	1008.3895	0.59	0.04	0.0047	1.70	1.76	384.61	201.03	0.52
14.2	13.5	0.79634	0.061	341.50	1008.4390	0.61	0.04	0.0046	1.70	1.76	359.40	177.21	0.49
14.3	13.7	0.79576	0.061	341.75	1008.4555	0.65	0.04	0.0047	1.70	1.75	334.22	155.62	0.47
14.5	13.9	0.79693	0.061	341.25	1008.4225	0.65	0.04	0.0046	1.69	1.74	304.28	130.64	0.43
14.7	14.0	0.79927	0.062	340.25	1008.3565	0.55	0.04	0.0046	1.69	1.74	292.44	120.16	0.41
14.8	14.2	0.80103	0.062	339.50	1008.3070	0.54	0.04	0.0046	1.68	1.73	273.04	105.55	0.39
15.0	14.4	0.80103	0.062	339.50	1008.3070	0.50	0.04	0.0047	1.67	1.73	253.33	90.62	0.36
15.2	14.5	0.79986	0.062	340.00	1008.3400	0.56	0.04	0.0046	1.67	1.72	235.53	77.70	0.33
15.3	14.7	0.80340	0.062	338.50	1008.2410	0.50	0.04	0.0046	1.65	1.71	218.17	66.50	0.30
15.5	14.9	0.80638	0.062	337.25	1008.1585	0.42	0.04	0.0046	1.65	1.70	205.55	56.29	0.27
15.7	15.0	0.80638	0.062	337.25	1008.1585	0.47	0.04	0.0046	1.64	1.69	191.27	51.36	0.27
15.8	15.2	0.80818	0.062	336.50	1008.1090	0.46	0.04	0.0046	1.63	1.68	179.46	44.30	0.25
16.0	15.4	0.81058	0.062	335.50	1008.0430	0.47	0.04	0.0046	1.62	1.67	169.65	39.21	0.23

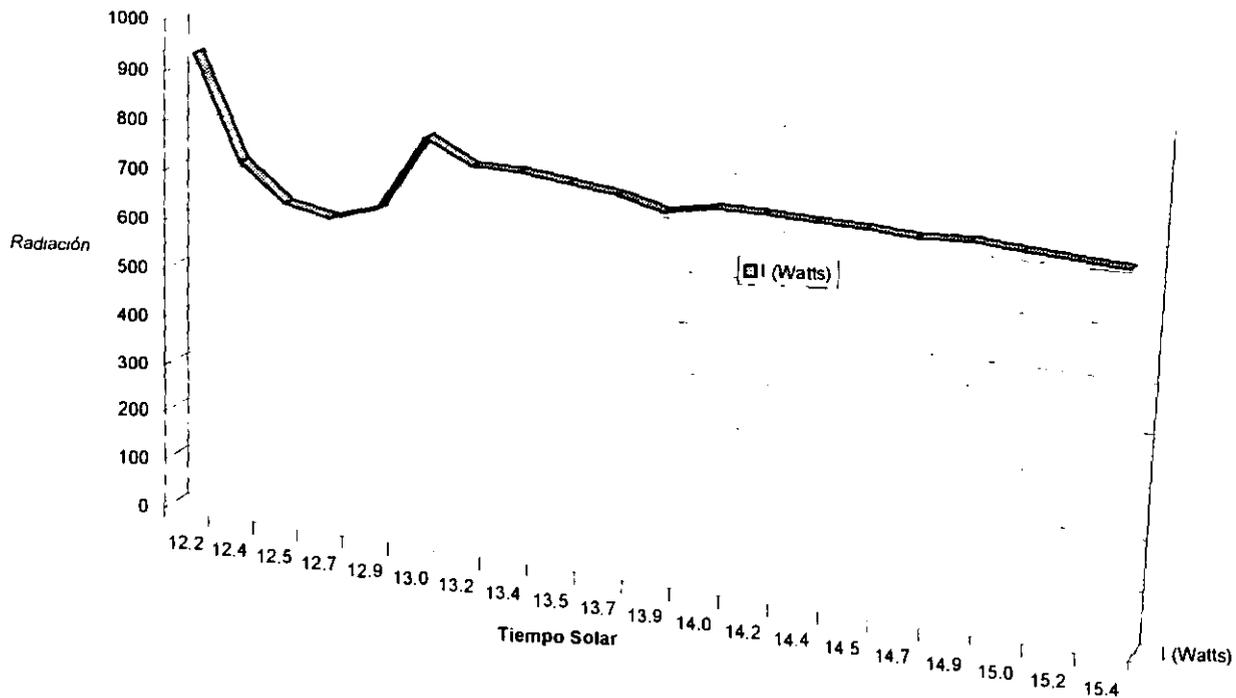
Radiación Solar para el 24 de Abril



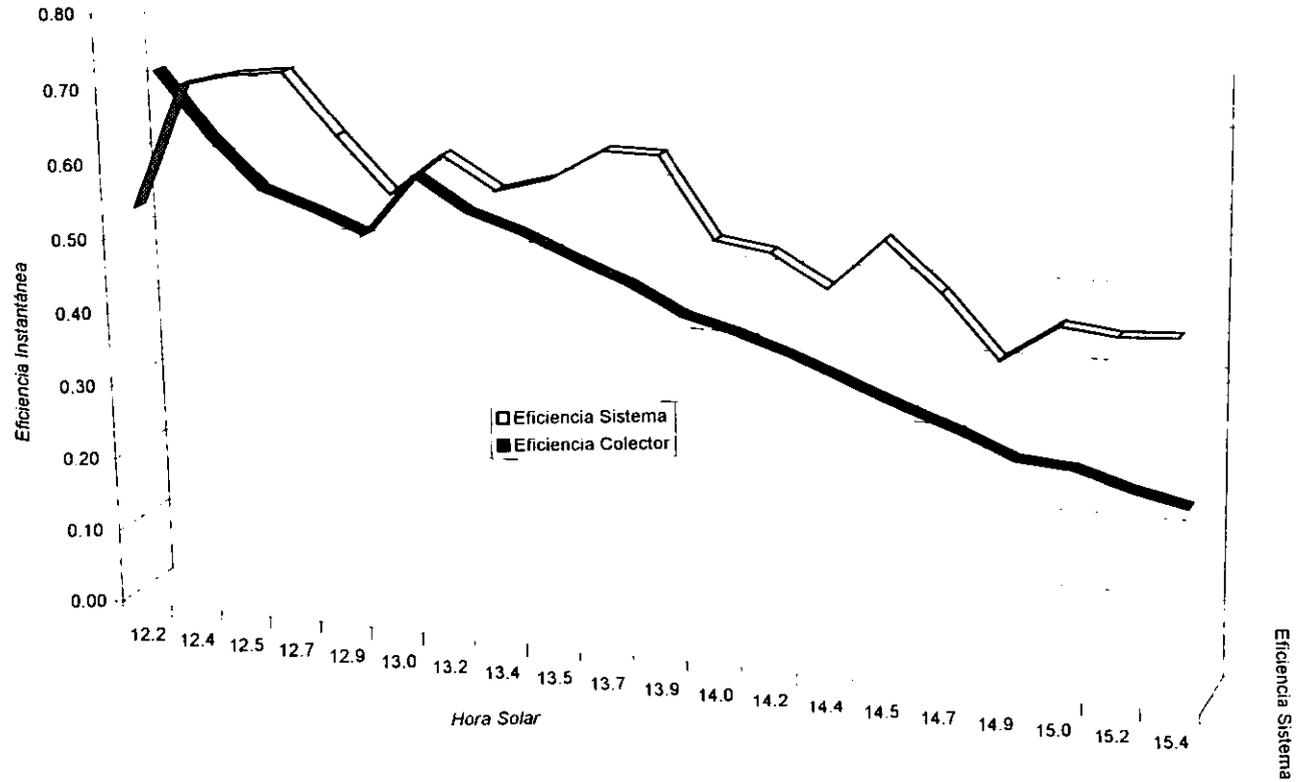
Eficiencia del Sistema Solar 24 Abril.



Radiación Solar para el 25 Abril



Eficiencia del Sistema Solar 25 Abril



De las tablas anteriores se puede rescatar la siguiente información relevante:

- a) Los valores de n_s representan la eficiencia del sistema considerando la variación de la densidad, flujo másico y C_p con la temperatura.*
- b) Los valores de n_c representan la eficiencia del colector solar basados en la cantidad de energía obtenida y la energía disipada por el mismo colector.*

Cabe mencionar que las fórmulas utilizadas en estos cálculos son las mismas expuestas en el capítulo 3.

5.3.1. Estudio Comparativo en costos.

Se realizaron análisis entre los dos sistemas, con la finalidad de determinar la diferencia en costo de instalación de cada uno, obteniendo lo siguiente:

El costo total de instalación de los dos sistemas, así como el diferencial de costos se muestra en la gráfica número (5.5), en la cual se observó una diferencia de \$ 1,627.00; este valor fue tomado como base para calcular el costo operación del sistema solar, debido a que nos interesa conocer el tiempo en el cual se recupera la inversión inicial de nuestro proyecto, para tal efecto se hicieron las siguientes consideraciones:

⇒ Los dos sistemas concluyeron satisfactoriamente su ciclo de operación en un tiempo de 3.015 hrs.

⇒ El costo del KW/hr para el año en curso en el Distrito Federal es de
\$ 1.31

Comparación Costo Instalación			
Sistema Solar		Sistema Eléctrico	
	Costo Total		Costo Total
Materia prima		Materia prima	
Lamina galvanizada	\$ 500.00	Ladrillo rojo	\$ 340.00
Perfil de acero (solera)	\$ 180.00	Arena	\$ 15.00
Canaleta de Aluminio	\$ 300.00	Cemento	\$ 35.00
Vidrio	\$ 164.00	Varilla	\$ 20.00
		Perfil de acero (solera)	\$ 120.00
		Lamina	\$ 130.00
Proceso soldadura	\$ 280.00	Proceso de soldadura	\$ 100.00
Proceso pintura		Proceso de pintura	
Tinner	\$ 60.00	Tinner	\$ 20.00
Primer	\$ 150.00	Primer	\$ 50.00
Pintura	\$ 200.00	Pintura	\$ 70.00
Otros	\$ 60.00	Otros	\$ 30.00
Selladores		Instalación eléctrica	
Silicon	\$ 393.00	Resistencias	\$ 500.00
Butilo	\$ 100.00	Cable	\$ 40.00
Aisladores		Uniones	
Unicel	\$ 160.00	Remaches	\$ 0.70
Fibra de vidrio	\$ 94.70	Tornillos	\$ 1.50
Lana de vidrio	\$ 150.00	Tuercas	\$ 1.00
Uniones		Rondanas	\$ 0.50
Remaches	\$ 24.00	Accesorios	
Tornillos	\$ 9.00	Bisagras	\$ 50.00
Tuercas	\$ 6.00	Pasador	\$ 30.00
Rondanas	\$ 20.00	Contenedores	\$ 240.00
Accesorios		Mano de Obra	\$ 500.00
Ruedas	\$ 240.00		
Bisagras	\$ 30.00		
Contenedores	\$ 300.00		
Mano de Obra	\$ 500.00		
Total	\$ 3,920.70	Total	\$ 2,293.70

Tabla 5.6. Estudio comparativo entre costos de operación.

El primer día de operación de nuestro sistema solar tuvo un costo de \$ 1,627.00 mientras que el sistema eléctrico \$ 19.81, conforme fueron transcurriendo las semanas el costo operación del primer sistema fue disminuyendo mientras que el del segundo se fue incrementando con lo cual recuperamos nuestra inversión en un plazo de 83 días, dichos valores se muestran en la siguiente tabla (5.7):

Comparación Costo Operación

Sistema Solar		Sistema Eléctrico	
	Costo por día		Costo por día
25-Abr-00	\$ 1,627.00	25-Abr-00	\$ 19.81
26-Abr-00	\$ 1,607.19	26-Abr-00	\$ 39.62
27-Abr-00	\$ 1,587.38	27-Abr-00	\$ 59.43
28-Abr-00	\$ 1,567.57	28-Abr-00	\$ 79.24
29-Abr-00	\$ 1,547.76	29-Abr-00	\$ 99.05
30-Abr-00	\$ 1,527.95	30-Abr-00	\$ 118.86
01-May-00	\$ 1,508.14	01-May-00	\$ 138.67
02-May-00	\$ 1,488.33	02-May-00	\$ 158.48
03-May-00	\$ 1,468.52	03-May-00	\$ 178.29
04-May-00	\$ 1,448.71	04-May-00	\$ 198.10
05-May-00	\$ 1,428.90	05-May-00	\$ 217.91
06-May-00	\$ 1,409.09	06-May-00	\$ 237.72
07-May-00	\$ 1,389.28	07-May-00	\$ 257.53
08-May-00	\$ 1,369.47	08-May-00	\$ 277.34
09-May-00	\$ 1,349.66	09-May-00	\$ 297.15
10-May-00	\$ 1,329.85	10-May-00	\$ 316.96
11-May-00	\$ 1,310.04	11-May-00	\$ 336.77
12-May-00	\$ 1,290.23	12-May-00	\$ 356.58
13-May-00	\$ 1,270.42	13-May-00	\$ 376.39
14-May-00	\$ 1,250.61	14-May-00	\$ 396.20
15-May-00	\$ 1,230.80	15-May-00	\$ 416.01
16-May-00	\$ 1,210.99	16-May-00	\$ 435.82
17-May-00	\$ 1,191.18	17-May-00	\$ 455.63
18-May-00	\$ 1,171.37	18-May-00	\$ 475.44
19-May-00	\$ 1,151.56	19-May-00	\$ 495.25
20-May-00	\$ 1,131.75	20-May-00	\$ 515.06
21-May-00	\$ 1,111.94	21-May-00	\$ 534.87
22-May-00	\$ 1,092.13	22-May-00	\$ 554.68
23-May-00	\$ 1,072.32	23-May-00	\$ 574.49
24-May-00	\$ 1,052.51	24-May-00	\$ 594.30
25-May-00	\$ 1,032.70	25-May-00	\$ 614.11
26-May-00	\$ 1,012.89	26-May-00	\$ 633.92
27-May-00	\$ 993.08	27-May-00	\$ 653.73
28-May-00	\$ 973.27	28-May-00	\$ 673.54
29-May-00	\$ 953.46	29-May-00	\$ 693.35
30-May-00	\$ 933.65	30-May-00	\$ 713.16
31-May-00	\$ 913.84	31-May-00	\$ 732.97
01-Jun-00	\$ 894.03	01-Jun-00	\$ 752.78
02-Jun-00	\$ 874.22	02-Jun-00	\$ 772.59
03-Jun-00	\$ 854.41	03-Jun-00	\$ 792.40
04-Jun-00	\$ 834.60	04-Jun-00	\$ 812.21
05-Jun-00	\$ 814.79	05-Jun-00	\$ 832.02
06-Jun-00	\$ 794.98	06-Jun-00	\$ 851.83
07-Jun-00	\$ 775.17	07-Jun-00	\$ 871.64
08-Jun-00	\$ 755.36	08-Jun-00	\$ 891.45
09-Jun-00	\$ 735.55	09-Jun-00	\$ 911.26

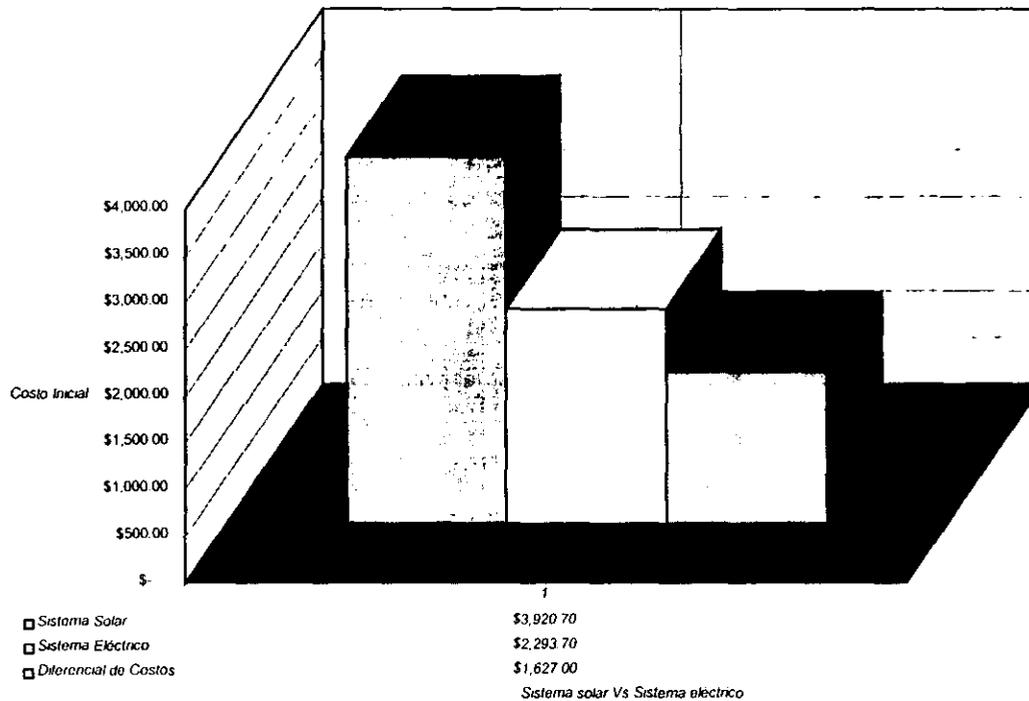
Tabla 5.7 Comparativo Costo de operación.

10-Jun-00	\$	715.74	10-Jun-00	\$	931.07
11-Jun-00	\$	695.93	11-Jun-00	\$	950.88
12-Jun-00	\$	676.12	12-Jun-00	\$	970.69
13-Jun-00	\$	656.31	13-Jun-00	\$	990.50
14-Jun-00	\$	636.50	14-Jun-00	\$	1,010.31
15-Jun-00	\$	616.69	15-Jun-00	\$	1,030.12
16-Jun-00	\$	596.88	16-Jun-00	\$	1,049.93
17-Jun-00	\$	577.07	17-Jun-00	\$	1,069.74
18-Jun-00	\$	557.26	18-Jun-00	\$	1,089.55
19-Jun-00	\$	537.45	19-Jun-00	\$	1,109.36
20-Jun-00	\$	517.64	20-Jun-00	\$	1,129.17
21-Jun-00	\$	497.83	21-Jun-00	\$	1,148.98
22-Jun-00	\$	478.02	22-Jun-00	\$	1,168.79
23-Jun-00	\$	458.21	23-Jun-00	\$	1,188.60
24-Jun-00	\$	438.40	24-Jun-00	\$	1,208.41
25-Jun-00	\$	418.59	25-Jun-00	\$	1,228.22
26-Jun-00	\$	398.78	26-Jun-00	\$	1,248.03
27-Jun-00	\$	378.97	27-Jun-00	\$	1,267.84
28-Jun-00	\$	359.16	28-Jun-00	\$	1,287.65
29-Jun-00	\$	339.35	29-Jun-00	\$	1,307.46
30-Jun-00	\$	319.54	30-Jun-00	\$	1,327.27
01-Jul-00	\$	299.73	01-Jul-00	\$	1,347.08
02-Jul-00	\$	279.92	02-Jul-00	\$	1,366.89
03-Jul-00	\$	260.11	03-Jul-00	\$	1,386.70
04-Jul-00	\$	240.30	04-Jul-00	\$	1,406.51
05-Jul-00	\$	220.49	05-Jul-00	\$	1,426.32
06-Jul-00	\$	200.68	06-Jul-00	\$	1,446.13
07-Jul-00	\$	180.87	07-Jul-00	\$	1,465.94
08-Jul-00	\$	161.06	08-Jul-00	\$	1,485.75
09-Jul-00	\$	141.25	09-Jul-00	\$	1,505.56
10-Jul-00	\$	121.44	10-Jul-00	\$	1,525.37
11-Jul-00	\$	101.63	11-Jul-00	\$	1,545.18
12-Jul-00	\$	81.82	12-Jul-00	\$	1,564.99
13-Jul-00	\$	62.01	13-Jul-00	\$	1,584.80
14-Jul-00	\$	42.20	14-Jul-00	\$	1,604.61
15-Jul-00	\$	22.39	15-Jul-00	\$	1,624.42
16-Jul-00	\$	2.58	16-Jul-00	\$	1,644.23
17-Jul-00	-\$	17.23	17-Jul-00	\$	1,664.04

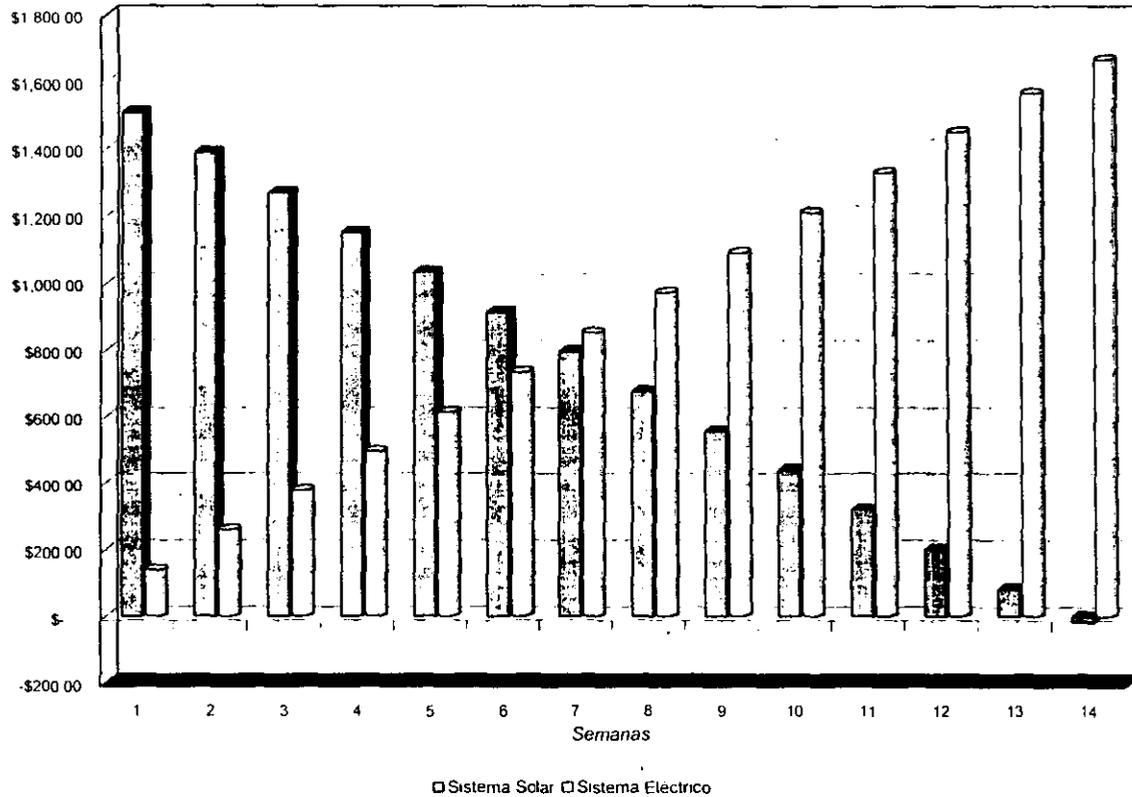
Tabla 5.7 (Continuación.)

La gráfica (5.6), muestra el costo operación de los sistemas a través de las semanas.

Comparación Costo Instalación



Comparación Costo Operación



ANEXOS.

Anexo 1.1. Tablas y Gráficas de ángulos Solares.

Tabla 1.1.1. Valores del ángulo de declinación para los días más representativos de cada mes.

Fecha día/mes	Numero del día	Declinación solar en grados (d)
17/1	17	-20.917
17/2	48	-12.616
17/3	77	-1.613
21/3	81	0.000
12/4	103	8.670
13/4	104	9.044
15/4	106	9.783
24/4	115	12.955
25/4	116	13.289
26/4	117	13.620
15/5	136	19.031
11/6	163	23.153
20/6	172	23.450
17/7	199	21.007
16/8	229	13.122
15/9	259	1.815
20/9	264	-0.202
15/10	289	-9.966
14/11	319	-19.148
10/12	345	-23.120
20/12	355	-23.450

Gráfica 1.1.1 Angulo de declinación Solar.

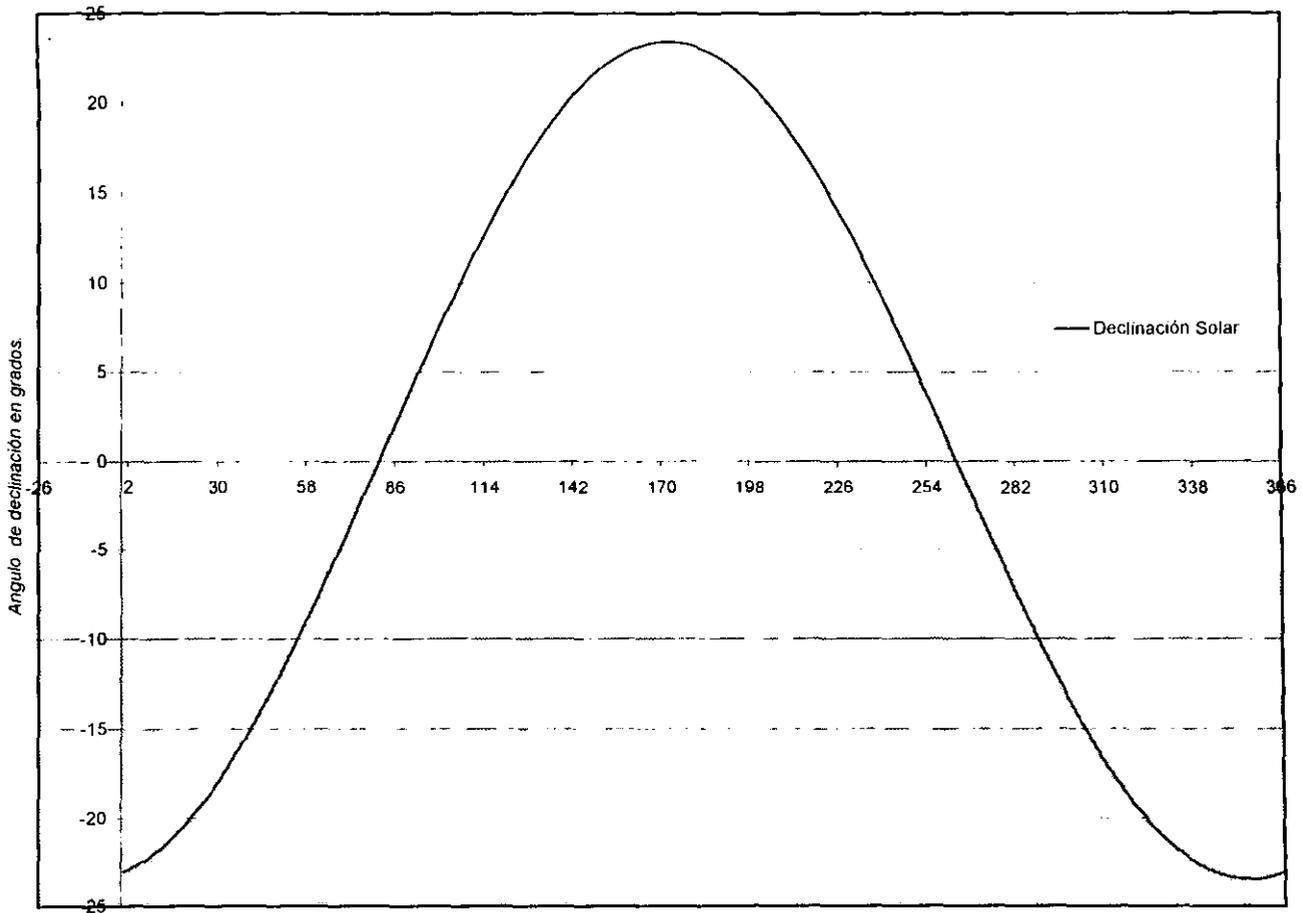


Tabla 1 1 2 Valores del ángulo del cenit y de la actitud solar para los días más representativos de cada mes

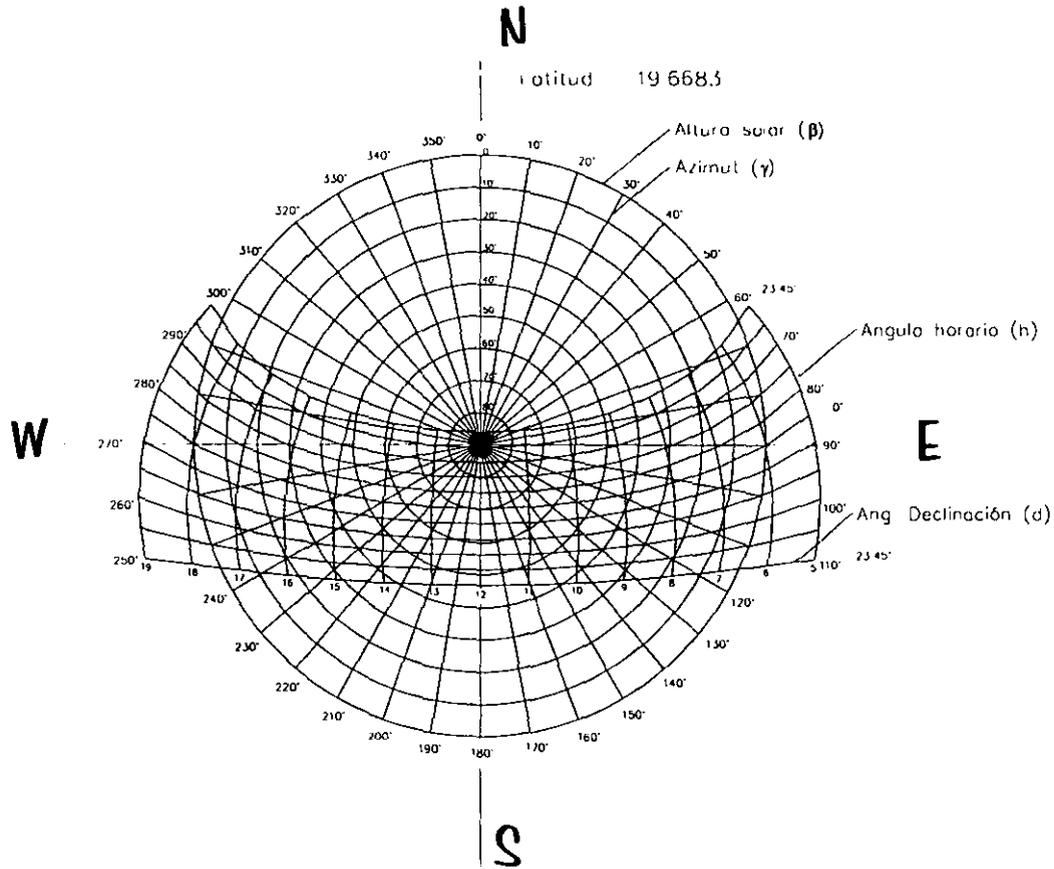
Día del Año	Hora del día (Solar)												
	6.00	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00
17-Ene 17	96.8	83.8	71.3	59.8	50.0	43.0	40.4	43.0	50.0	59.8	71.3	83.8	96.8
	-6.8	6.2	18.7	30.2	40.0	47.0	49.6	47.0	40.0	30.2	18.7	6.2	-6.8
17-Feb 48	94.2	80.5	67.2	54.7	43.6	35.4	32.1	35.4	43.6	54.7	67.2	80.5	94.2
	-4.2	9.5	22.8	35.3	46.4	54.6	57.9	54.6	46.4	35.3	22.8	9.5	-4.2
17-Mar 77	90.5	76.4	62.5	48.9	36.2	25.7	21.1	25.7	36.2	48.9	62.5	76.4	90.5
	-0.5	13.6	27.5	41.1	53.8	64.3	68.9	64.3	53.8	41.1	27.5	13.6	-0.5
21-Mar 81	90.0	75.9	61.9	48.2	35.3	24.4	19.5	24.4	35.3	48.2	61.9	75.9	90.0
	0.0	14.1	28.1	41.8	54.7	65.6	70.5	65.6	54.7	41.8	28.1	14.1	-0.0
12-Abr 103	87.1	73.1	58.9	44.8	31.0	18.1	10.8	18.1	31.0	44.8	58.9	73.1	87.1
	2.9	16.9	31.1	45.2	59.0	71.9	79.2	71.9	59.0	45.2	31.1	16.9	2.9
13-Abr 104	87.0	72.9	58.8	44.7	30.8	17.9	10.5	17.9	30.8	44.7	58.8	72.9	87.0
	3.0	17.1	31.2	45.3	59.2	72.1	79.5	72.1	59.2	45.3	31.2	17.1	3.0
15-Abr 106	86.7	72.7	58.6	44.5	30.5	17.4	9.7	17.4	30.5	44.5	58.6	72.7	86.7
	3.3	17.3	31.4	45.5	59.5	72.6	80.3	72.6	59.5	45.5	31.4	17.3	3.3
24-Abr 115	85.7	71.8	57.7	43.6	29.5	15.8	6.5	15.8	29.5	43.6	57.7	71.8	85.7
	4.3	18.2	32.3	46.4	60.5	74.2	83.5	74.2	60.5	46.4	32.3	18.2	4.3
25-Abr 116	85.6	71.7	57.6	43.5	29.4	15.7	6.2	15.7	29.4	43.5	57.6	71.7	85.6
	4.4	18.3	32.4	46.5	60.6	74.3	83.8	74.3	60.6	46.5	32.4	18.3	4.4
26-Abr 117	85.5	71.6	57.5	43.4	29.3	15.5	5.9	15.5	29.3	43.4	57.5	71.6	85.5
	4.5	18.4	32.5	46.6	60.7	74.5	84.1	74.5	60.7	46.6	32.5	18.4	4.5
15-May 136	83.8	70.2	56.3	42.4	28.3	14.2	0.5	14.2	28.3	42.4	56.3	70.2	83.8
	8.2	19.8	33.7	47.6	61.7	75.8	89.5	75.8	61.7	47.6	33.7	19.8	8.2
11-Jun 163	82.5	69.2	55.6	41.9	28.1	14.4	3.7	14.4	28.1	41.9	55.6	69.2	82.5
	7.5	20.8	34.4	48.1	61.9	75.6	86.3	75.6	61.9	48.1	34.4	20.8	7.5
20-Jun 172	82.4	69.1	55.6	41.9	28.1	14.5	3.9	14.5	28.1	41.9	55.6	69.1	82.4
	7.6	20.9	34.4	48.1	61.9	75.5	86.1	75.5	61.9	48.1	34.4	20.9	7.6
17-Jul 199	83.1	69.7	56.0	42.1	28.1	14.1	1.5	14.1	28.1	42.1	56.0	69.7	83.1
	6.9	20.3	34.0	47.9	61.9	75.9	88.5	75.9	61.9	47.9	34.0	20.3	6.9
16-Ago 229	85.7	71.7	57.7	43.5	29.4	15.7	6.4	15.7	29.4	43.5	57.7	71.7	85.7
	4.3	18.3	32.3	46.5	60.6	74.3	83.6	74.3	60.6	46.5	32.3	18.3	4.3
15-Sep 259	89.4	75.3	61.2	47.4	34.3	23.0	17.7	23.0	34.3	47.4	61.2	75.3	89.4
	0.6	14.7	28.8	42.6	55.7	67.0	72.3	67.0	55.7	42.6	28.8	14.7	0.6
20-Sep 264	90.1	75.9	62.0	48.3	35.4	24.6	19.7	24.6	35.4	48.3	62.0	75.9	90.1
	-0.1	14.1	28.0	41.7	54.6	65.4	70.3	65.4	54.6	41.7	28.0	14.1	-0.1
15-Oct 289	93.3	79.5	66.0	53.2	41.7	33.0	29.5	33.0	41.7	53.2	66.0	79.5	93.3
	-3.3	10.5	24.0	36.8	48.3	57.0	60.5	57.0	48.3	36.8	24.0	10.5	-3.3
14-Nov 319	96.3	83.1	70.4	58.7	48.6	41.4	38.6	41.4	48.6	58.7	70.4	83.1	96.3
	-6.3	6.9	19.6	31.3	41.4	48.6	51.4	48.6	41.4	31.3	19.6	6.9	-6.3
10-Dic 345	97.5	84.6	72.4	61.2	51.7	45.1	42.6	45.1	51.7	61.2	72.4	84.6	97.5
	-7.5	5.4	17.6	28.8	38.3	44.9	47.4	44.9	38.3	28.8	17.6	5.4	-7.5
20-Dic 355	97.6	84.8	72.6	61.4	52.0	45.4	42.9	45.4	52.0	61.4	72.6	84.8	97.6
	-7.6	5.2	17.4	28.6	38.0	44.6	47.1	44.6	38.0	28.6	17.4	5.2	-7.6

 Ángulo del cenit en grados
 Ángulo de la actitud solar en grados

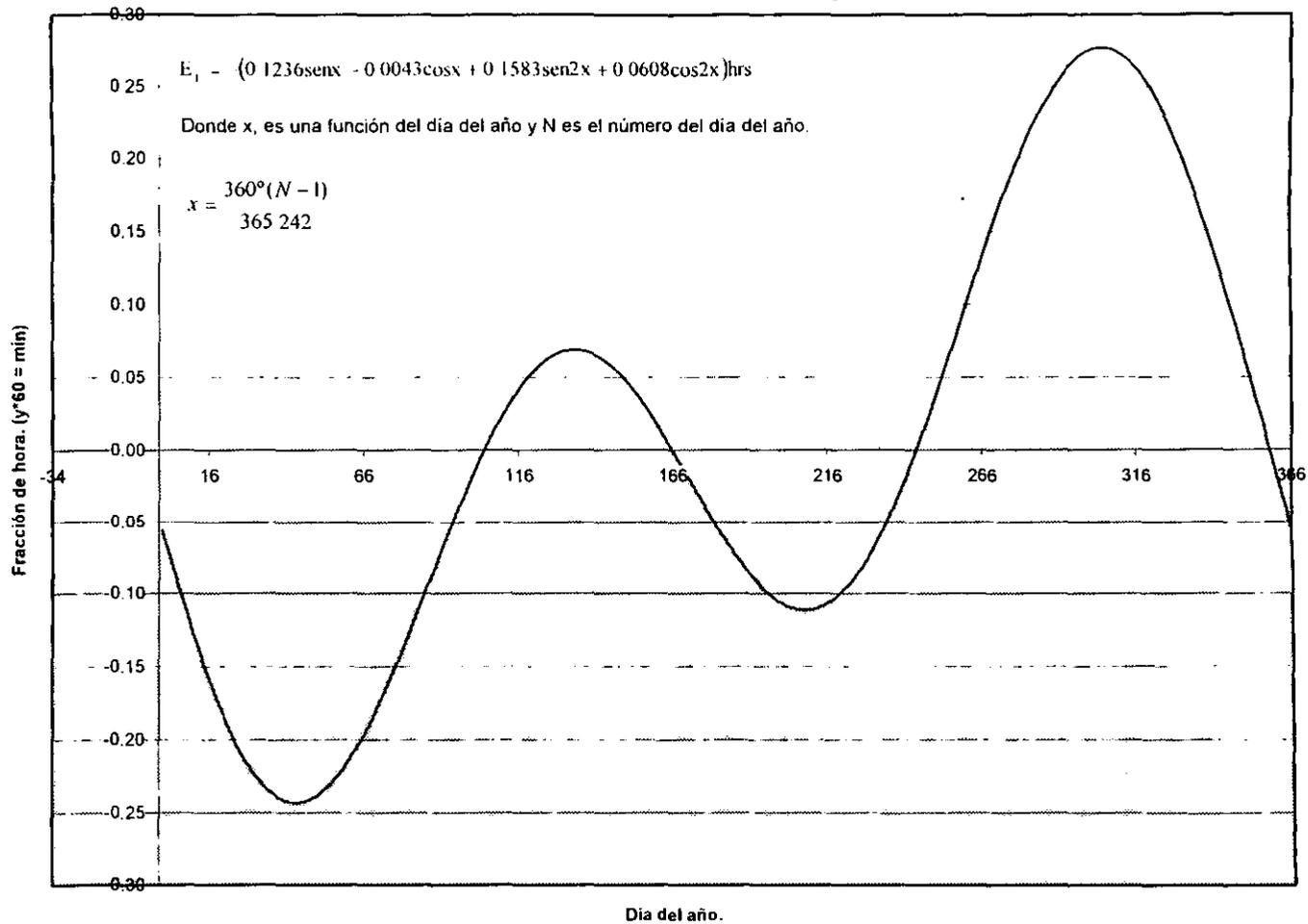
Tabla 1 1 3 Valores del ángulo del acmūt para los días más representativos de cada mes

Día del Año	Hora del día (Solar)												
	6.00	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00
17-Ene 17	109 8	114 8	121 3	130 1	142 4	159 2	180 0	159 2	142 4	130 1	121 3	114 8	109 8
17-Feb 48	101 9	107 1	113 6	122 3	135 0	154 1	180 0	154 1	135 0	122 3	113 6	107 1	101 9
17-Mar 77	91 5	96 7	102 6	110 4	122 3	143 4	180 0	143 4	122 3	110 4	102 6	96 7	91 5
21-Mar 81	90 0	95 1	100 9	108 5	120 0	141 2	180 0	141 2	120 0	108 5	100 9	95 1	90 0
12-Abr 103	81 8	86 6	91 5	97 4	106 2	124 6	180 0	124 6	106 2	97 4	91 5	86 6	81 8
13-Abr 104	81 5	86 2	91 1	96 9	105 5	123 7	180 0	123 7	105 5	96 9	88 9	86 2	81 5
15-Abr 106	80 8	85 5	90 3	95 9	104 2	121 7	180 0	121 7	104 2	95 9	90 3	85 5	80 8
24-Abr 115	77 8	82 3	86 7	88 4	98 2	112 2	180 0	112 2	98 2	88 4	86 7	82 3	77 8
25-Abr 116	77 4	82 0	86 3	88 9	97 6	111 1	180 0	111 1	97 6	88 9	86 3	82 0	77 4
26-Abr 117	77 1	81 6	85 9	89 4	96 9	110 0	180 0	110 0	96 9	89 4	85 9	81 6	77 1
15-May 136	72 0	76 1	79 6	82 8	85 9	89 4	0 0	89 4	85 9	82 8	79 6	76 1	72 0
11-Jun 163	68 0	71 8	74 7	76 7	77 2	72 7	0 0	72 7	77 2	76 7	74 7	71 8	68 0
20-Jun 172	67 8	71 5	74 4	76 3	76 5	71 5	0 0	71 5	76 5	76 3	74 4	71 5	67 8
17-Jul 199	70 1	74 1	77 3	79 9	81 7	81 3	0 0	81 3	81 7	79 9	77 3	74 1	70 1
16-Ago 229	77 6	82 1	86 5	88 7	97 9	111 6	180 0	111 6	97 9	88 7	86 5	82 1	77 6
15-Sep 259	88 3	93 3	99 0	106 3	117 4	138 5	180 0	138 5	117 4	106 3	99 0	93 3	88 3
20-Sep 264	89 8	95 3	101 1	108 7	120 3	141 5	180 0	141 5	120 3	108 7	101 1	95 3	89 8
15-Oct 289	100 0	101 2	104 7	110 9	121 5	141 9	180 0	141 9	121 5	110 9	104 7	101 2	100 0
14-Nov 319	108 1	113 2	119 7	128 5	141 0	158 3	180 0	158 3	141 0	128 5	119 7	113 2	108 1
10-Dic 345	111 9	116 8	123 3	132 1	144 1	160 4	180 0	160 4	144 1	132 1	123 3	116 8	111 9
20-Dic 355	113 4	114 0	115 7	119 5	127 4	145 0	180 0	145 0	127 4	119 5	115 7	114 0	113 4

Grafica 1.1.2 Representación de la trayectoria solar para una latitud de 19.6683° , correspondiente a la localidad de Cuautitlán.



Grafica 1.1.3 Ecuación del Tiempo



Grafica 1.1.4 Longitud del día.

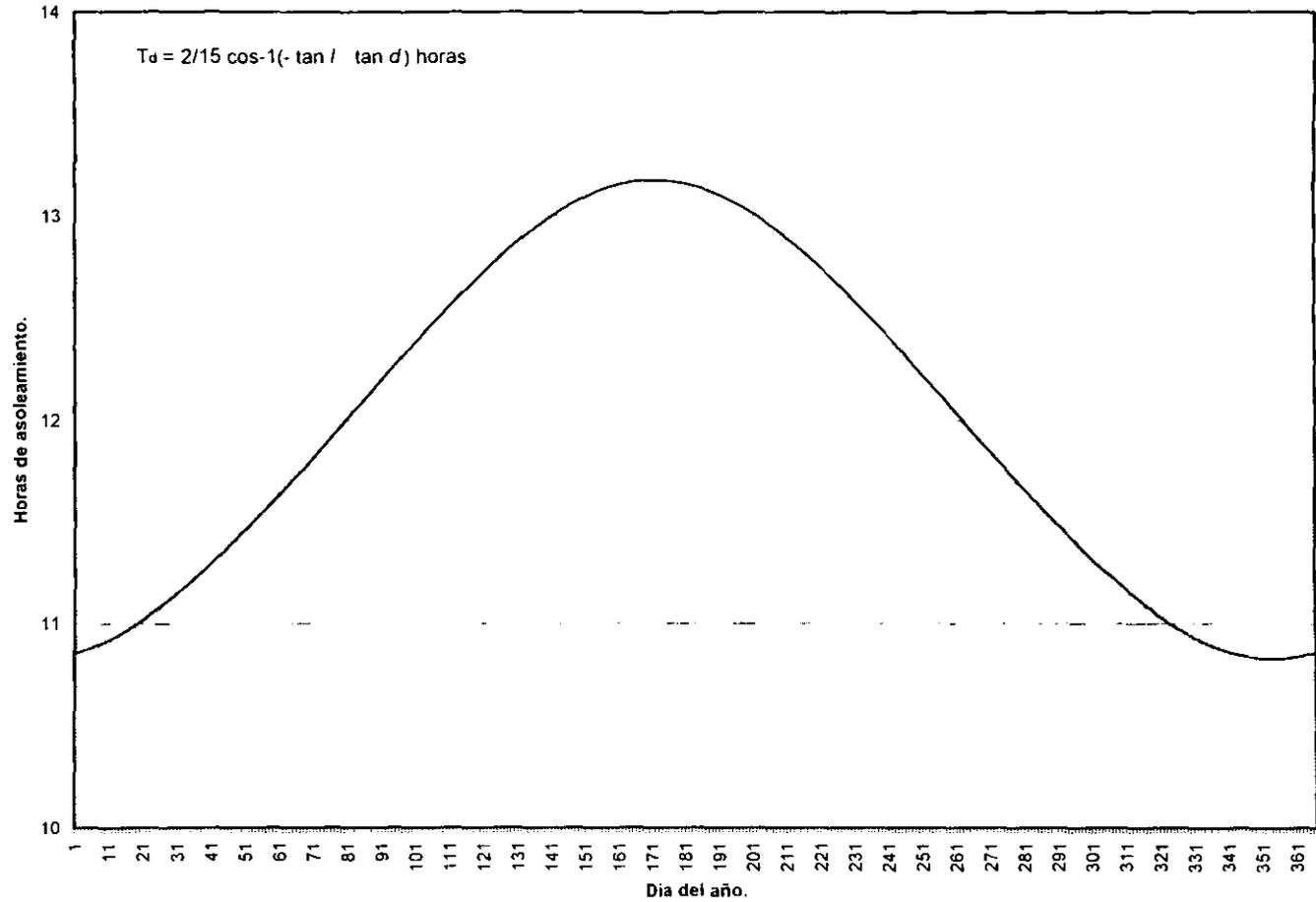


Tabla 1.1.4 Razón de la radiación en el límite exterior de la atmósfera a la constante solar para los días más representativos del año.

Fecha	Número de día	Razón de la radiación a la constante solar.
17-Ene	17	1.0321
17-Feb	48	1.0227
17-Mar	77	1.0082
21-Mar	81	1.0059
12-Abr	103	0.9933
13-Abr	104	0.9927
15-Abr	106	0.9916
24-Abr	115	0.9867
25-Abr	116	0.9862
26-Abr	117	0.9857
15-May	136	0.9767
11-Jun	163	0.9684
20-Jun	172	0.9671
17-Jul	199	0.9678
16-Ago	229	0.9766
15-Sep	259	0.9915
20-Sep	264	0.9943
15-Oct	289	1.0086
14-Nov	319	1.0234
10-Dic	345	1.0315
20-Dic	355	1.0330

Gráfica 1.1.5 Razón de la radiación en el limite exterior de la atmósfera a la constante solar.

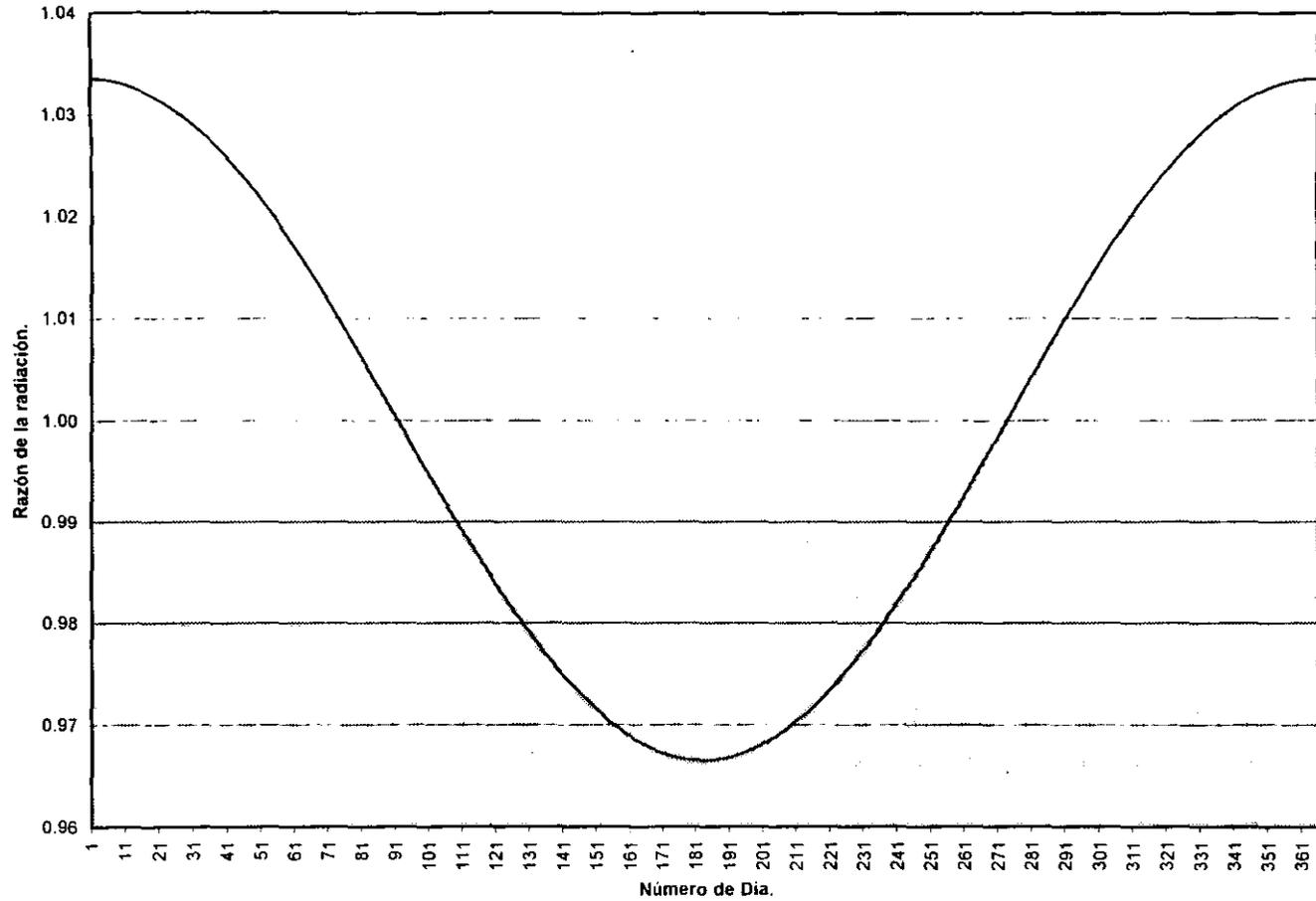
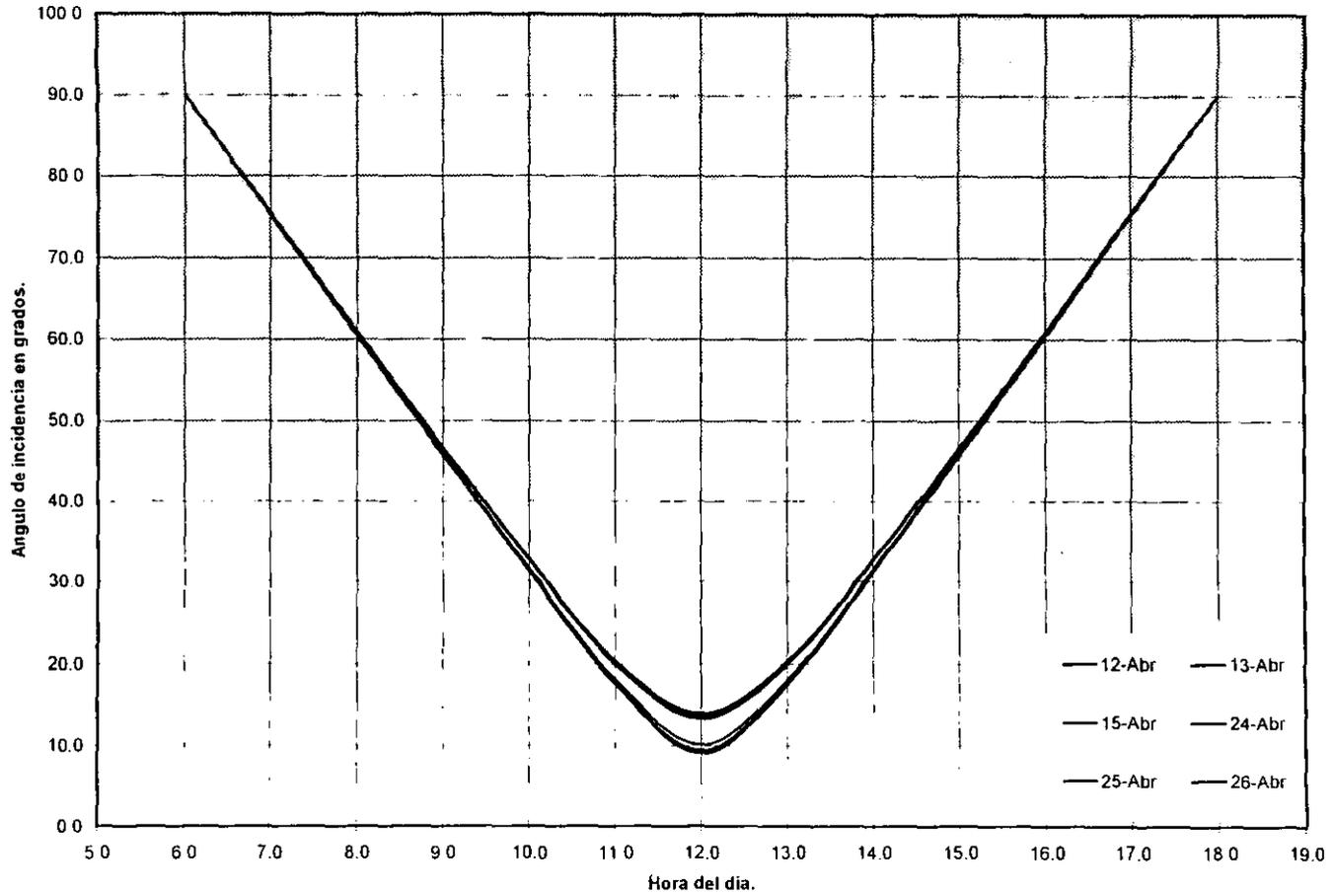


Tabla 1 1 5 Angulo de incidencia para una superficie inclinada 19.5° con respecto a la horizontal

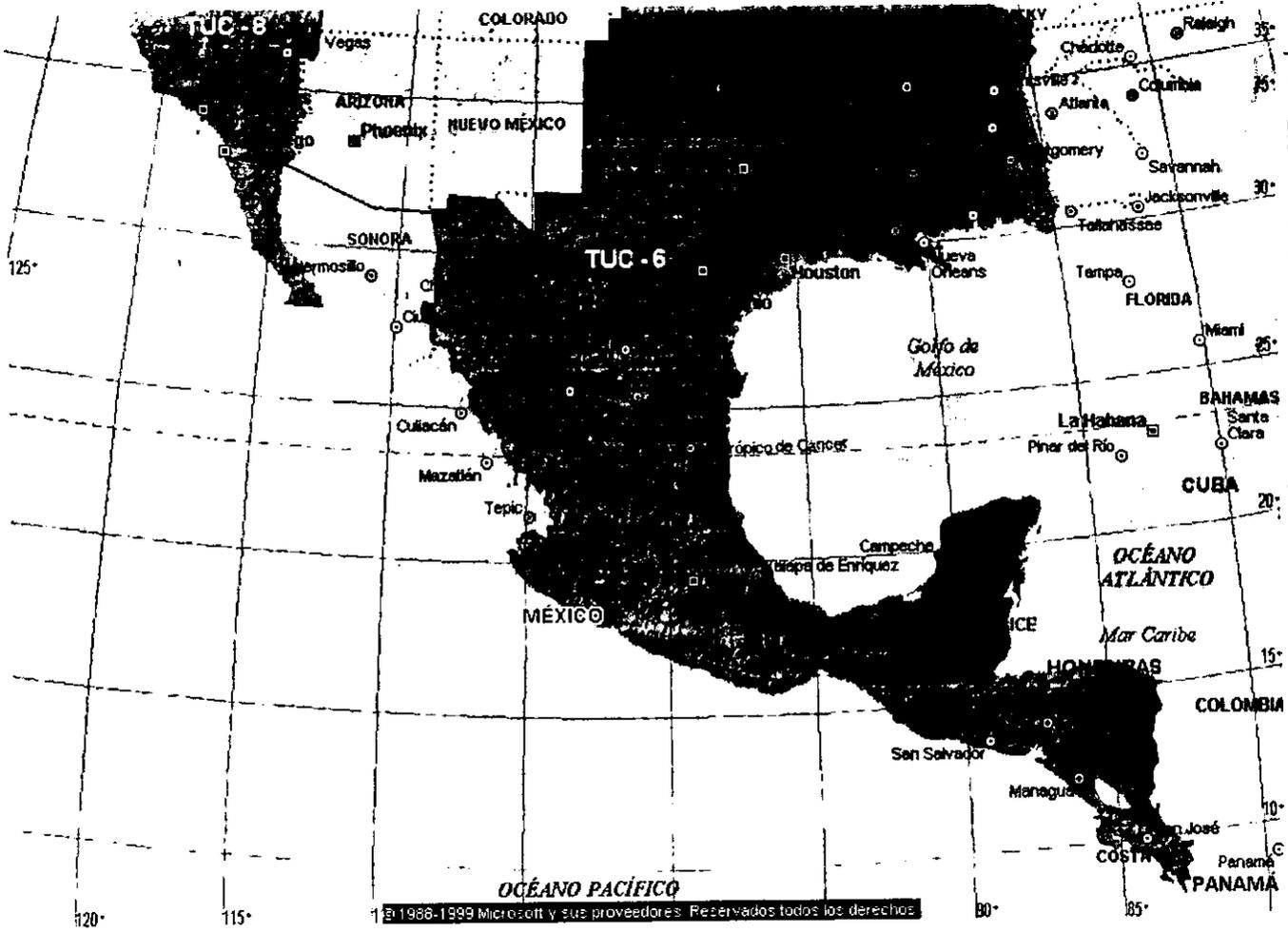
Dia del Año	Hora del dia (Solar)													
	6.00	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00	
17-Ene 17	90 0	76 0	62 1	48 6	35 9	25 4	20 7	25 4	35 9	48 6	62 1	76 0	90 0	
17-Feb 48	90 0	75 4	60 8	46 3	32 2	19 3	12 3	19 3	32 2	46 3	60 8	75 4	90 0	
17-Mar 77	90 0	75 0	60 0	45 0	30 0	15 0	1 2	15 0	30 0	45 0	60 0	75 0	90 0	
21-Mar 81	90 0	75 0	60 0	45 0	30 0	15 0	0 4	15 0	30 0	45 0	60 0	75 0	90 0	
12-Abr 103	90 0	75 2	60 4	45 7	31 2	17 5	9 0	17 5	31 2	45 7	60 4	75 2	90 0	
13-Abr 104	90 0	75 2	60 4	45 8	31 3	17 6	9 4	17 6	31 3	45 8	60 4	75 2	90 0	
15-Abr 106	90 0	75 2	60 5	45 9	31 5	18 0	10 1	18 0	31 5	45 9	60 5	75 2	90 0	
24-Abr 115	90 0	75 4	60 9	46 5	32 6	19 9	13 3	19 9	32 6	46 5	60 9	75 4	90 0	
25-Abr 116	90 0	75 4	60 9	46 6	32 7	20 1	13 6	20 1	32 7	46 6	60 9	75 4	90 0	
26-Abr 117	90 0	75 5	61 0	46 7	32 8	20 4	13 9	20 4	32 8	46 7	61 0	75 5	90 0	
15-May 136	90 0	75 9	61 8	48 1	35 2	24 2	19 3	24 2	35 2	48 1	61 8	75 9	90 0	
11-Jun 163	90 0	76 2	62 6	49 5	37 3	27 4	23 2	27 4	37 3	49 5	62 6	76 2	90 0	
20-Jun 172	90 0	76 3	62 7	49 6	37 4	27 6	23 4	27 6	37 4	49 6	62 7	76 3	90 0	
17-Jul 199	90 0	76 0	62 1	48 6	36 0	25 5	20 8	25 5	36 0	48 6	62 1	76 0	90 0	
16-Ago 229	90 0	75 4	60 8	46 4	32 4	19 6	12 8	19 6	32 4	46 4	60 8	75 4	90 0	
15-Sep 259	90 0	75 0	60 0	45 0	30 0	15 1	1 5	15 1	30 0	45 0	60 0	75 0	90 0	
20-Sep 264	90 0	75 0	60 0	45 0	30 0	15 0	0 6	15 0	30 0	45 0	60 0	75 0	90 0	
15-Oct 289	90 0	75 2	60 5	45 9	31 6	18 1	10 3	18 1	31 6	45 9	60 5	75 2	90 0	
14-Nov 319	90 0	75 9	61 9	48 1	35 2	24 3	19 3	24 3	35 2	48 1	61 9	75 9	90 0	
10-Dic 345	90 0	76 2	62 6	49 5	37 2	27 4	23 2	27 4	37 2	49 5	62 6	76 2	90 0	
20-Dic 355	90 0	76 3	62 7	49 6	37 4	27 6	23 4	27 6	37 4	49 6	62 7	76 3	90 0	

Dia del Año		Hora del día (Solar)												
		6.00	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00
17-Ene	17	0 00	338 03	653 03	923 52	1131 07	1261 55	1306 05	1261 55	1131 07	923 52	653 03	338 03	0 00
17-Feb	48	0 00	349 96	676 07	956 11	1170 99	1306 07	1352 14	1306 07	1170 99	956 11	676 07	349 96	0 00
17-Mar	77	0 00	352 96	681 87	964 31	1181 04	1317 27	1363 74	1317 27	1181 04	964 31	681 87	352 96	0 00
21-Mar	81	0 00	352 24	680 48	962 35	1178 63	1314 59	1360 96	1314 59	1178 63	962 35	680 48	352 24	0 00
12-Abr	103	0 00	343 52	663 63	938 51	1149 44	1282 03	1327 26	1282 03	1149 44	938 51	663 63	343 52	0 00
13-Abr	104	0 00	342 96	662 56	937 00	1147 58	1279 96	1325 11	1279 96	1147 58	937 00	662 56	342 96	0 00
15-Abr	106	0 00	341 82	660 35	933 88	1143 76	1275 70	1320 70	1275 70	1143 76	933 88	660 35	341 82	0 00
24-Abr	115	0 00	336 29	649 66	918 76	1125 25	1255 05	1299 33	1255 05	1125 25	918 76	649 66	336 29	0 00
25-Abr	116	0 00	335 65	648 42	917 01	1123 10	1252 66	1296 84	1252 66	1123 10	917 01	648 42	335 65	0 00
26-Abr	117	0 00	335 00	647 17	915 24	1120 94	1250 24	1294 35	1250 24	1120 94	915 24	647 17	335 00	0 00
15-May	136	0 00	322 89	623 78	882 16	1080 42	1205 05	1247 56	1205 05	1080 42	882 16	623 78	322 89	0 00
11-Jun	163	0 00	311 67	602 09	851 49	1042 85	1163 15	1204 18	1163 15	1042 85	851 49	602 09	311 67	0 00
20-Jun	172	0 00	310 70	600 23	848 85	1039 62	1159 55	1200 45	1159 55	1039 62	848 85	600 23	310 70	0 00
17-Jul	199	0 00	316 74	611 90	865 36	1059 84	1182 10	1223 80	1182 10	1059 84	865 36	611 90	316 74	0 00
16-Ago	229	0 00	333 47	644 21	911 05	1115 80	1244 51	1288 42	1244 51	1115 80	911 05	644 21	333 47	0 00
15-Sep	259	0 00	347 09	670 52	948 27	1161 38	1295 35	1341 05	1295 35	1161 38	948 27	670 52	347 09	0 00
20-Sep	264	0 00	348 17	672 62	951 22	1165 00	1299 39	1345 23	1299 39	1165 00	951 22	672 62	348 17	0 00
15-Oct	289	0 00	347 52	671 36	949 44	1162 82	1296 96	1364 62	1296 96	1162 82	949 44	671 36	347 52	0 00
14-Nov	319	0 00	338 17	653 28	923 88	1131 52	1262 05	1294 14	1262 05	1131 52	923 88	653 28	338 17	0 00
10-Dic	345	0 00	332 07	641 50	907 22	1111 11	1239 28	1395 61	1239 28	1111 11	907 22	641 50	332 07	0 00
20-Dic	355	0 00	331 87	641 11	906 67	1110 44	1238 54	1362 79	1238 54	1110 44	906 67	641 11	331 87	0 00

Gráfica 1.1.6 Angulo de incidencia para una superficie inclinada.

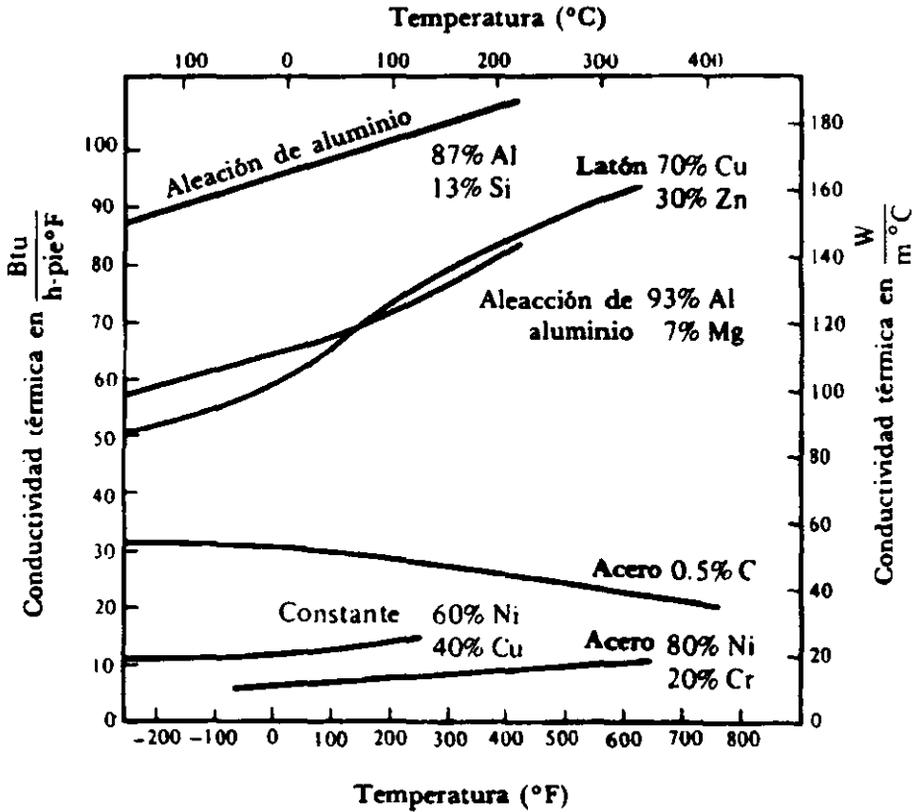


Mapa 1.2.2. Husos horarios de la república mexicana.



Anexo 2. Tablas de conductividad térmica.

Gráfica 2.1 Conductividad térmica para aleaciones.



Gráfica 2.2 Comportamiento de la conductividad térmica de los aislantes.

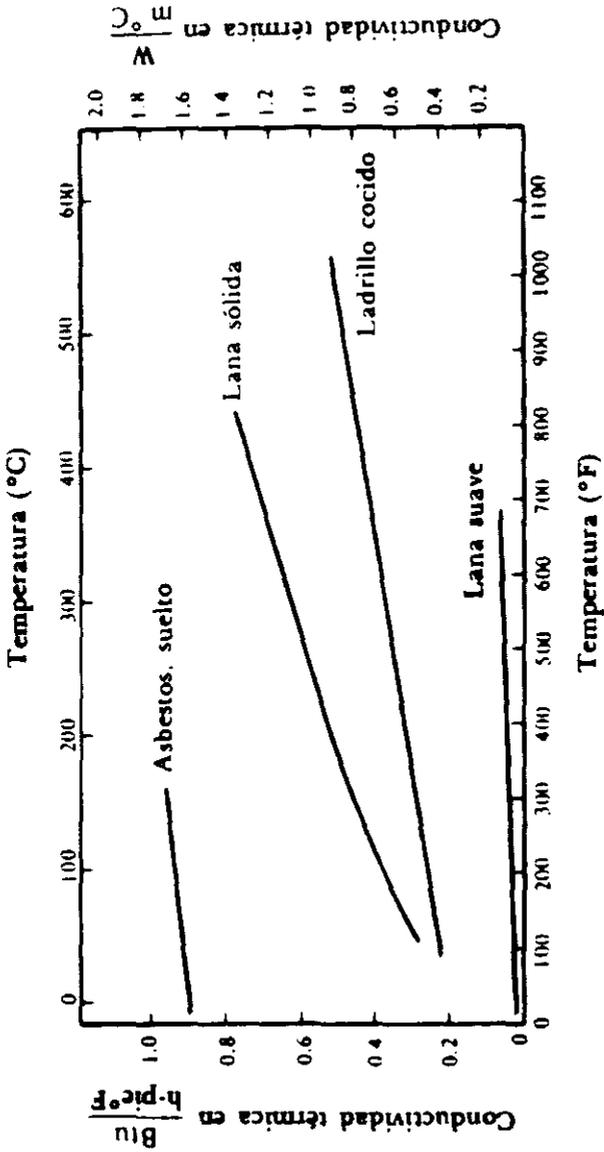


Tabla 2.1 Valores representativos de la conductividad térmica para diversos materiales.

Material	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{J/kg K}$	$k, \text{W/m K}$	$\alpha, \text{m}^2/\text{s}$
Aerogel, silica	120	136.2		0.022	
Asbestos	-200	469.3		0.074	
	0	469.3		0.156	
	0	576.7	0.816	0.151	
	100	576.7	0.816	0.192	
	200	576.7		0.208	
	400	576.7		0.223	
	-200	696.8		0.156	
	0	696.8		0.234	
Ladrillo, seco	20	1,762-1,810	0.84	0.38-0.52	0.028-0.034
Baquelita	20	1,273.5	1.59	0.232	0.0114
Cartón, corrugado				0.064	
Arcilla	20	1,457.7	0.88	1.279	0.101
Concreto	20	1,906-2,307	0.88	0.81-1.40	0.049-0.070
Carbón, antracita	20	1,201-1,506	1.26	0.26	0.013-0.015
Pulverizado	30	737	1.30	0.116	0.013
Algodón	20	80	1.30	0.059	0.194
Concreto:	20	1,906-2,307	0.878	0.81-1.40	0.048-0.069
Corcho, tabla	30	160		0.043	
Raspadura, expandida	20	44.9-118.5	1.88	0.036	0.015-0.044
Triturado	30	150.6		0.043	
Tierra fina	38	320.4		0.062	
	871	320.4		0.142	
Tierra, arena ordinaria	20	2,050	1.84	0.52	0.0139
Filtro lana	30	330.0		0.05	
Fibra, tabla aislante	21	237.1		0.048	
Roja	20	1,289.5		0.47	
Placa de vidrio	20	2,707	0.8	0.76	0.034
Vidrio, borosilicato	30	2,227		1.09	
Lana	20	200.2	0.67	0.040	0.028
Granito				1.7-4.0	
Hielo	0	913	1.93	2.22	0.124
Mármol	20	2,499-2,707	0.808	2.8	0.139
Caucho, duro	0	1,198.2		0.151	
Piedra arenisca	20	2,162-2,307	0.71	1.63-2.1	0.106-0.126
Seda	20	57.7	1.38	0.036	0.044
Madera, radial de roble	20	609-801	2.39	0.17-0.21	0.0111-0.0121
Radial de pino (20% de humedad)	20	416.5-421.3	2.72	0.14	0.0124

Tabla 2.1 Valores representativos de la conductividad térmica para diversos materiales. (Continuación)

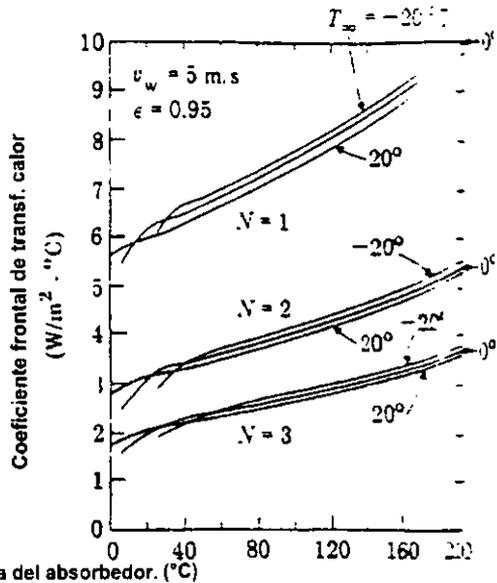
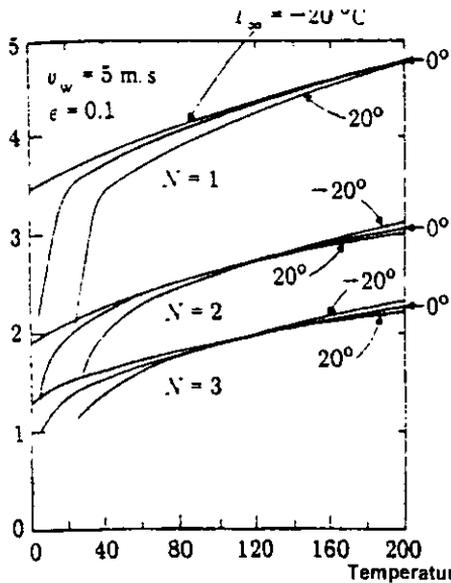
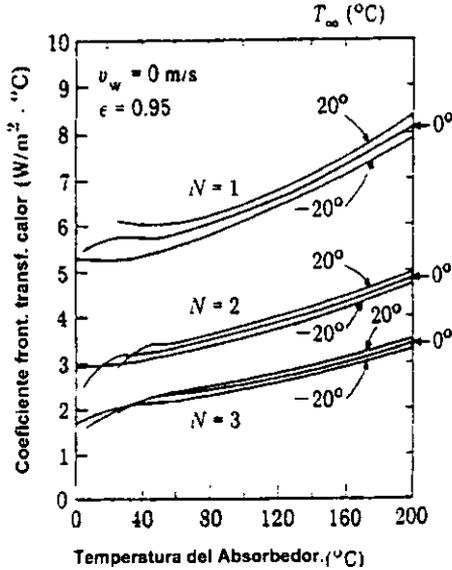
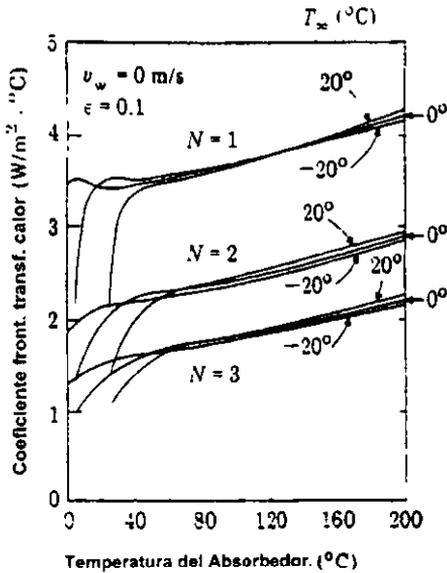
Material	k	T	k	T
	Btu/h-pie ² °F	°F	W/m ² °C	°C
Metales				
Cobre (puro)	223	68	386	20
Aluminio (puro)	118	68	204	20
Hierro (puro)	42	68	72.7	20
Acero (.5% de carbono)	31	68	53.6	20
No metales:				
Textura				
Asfalto	.43-.44	68-132	.74-.76	20-55
Cemento, cenizas	.44	75	.76	24
Vidrio, ventana	.45	68	.78	20
Piedra				
Mármol	1.2-1.7	-	2.08-2.94	-
Madera				
Balsa	.032	86	.055	30
Pino blanco	.065	86	.112	30
Roble	.096	86	.166	30
Material aislante:				
Asbestos (láminas)	.096	124	.166	51
Corcho (triturado)	.025	90	.043	32
Virutas de madera	.034	75	.059	24
Líquidos saturados:				
Amoniaco, NH ₃	.301	68	.521	20
Dióxido de carbono, CO ₂	.0504	68	.087	20
Aceite para máquinas	.081	140	.140	60
Gases a la presión atmosférica:				
Aire	.0104	-100	.018	-74
	.0157	100	.027	38
Helio	.0536	-200	.093	-130
	.0977	200	.169	93
Hidrógeno	.0567	-190	.098	-123
	.145	350	.251	175
Freón 12	.0048	32	.0083	0
	.0080	212	.0038	100
Oxígeno	.00790	-190	.0137	-123
	.02212	350	.0383	175

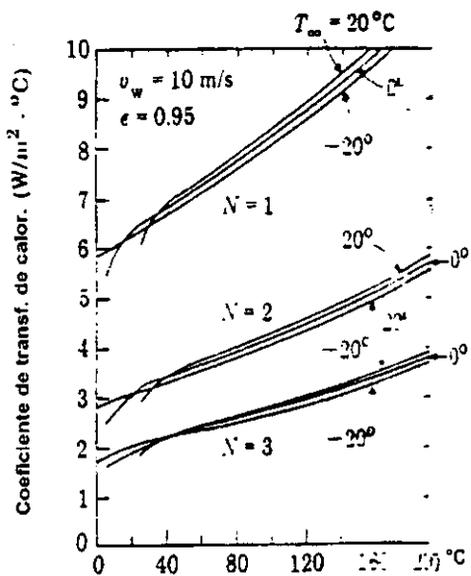
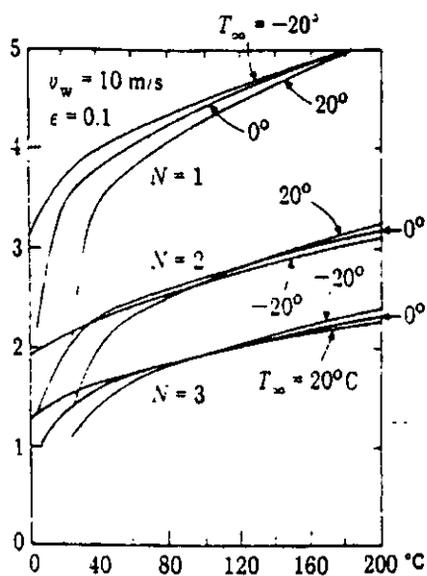
Tabla 2.2 Valores representativos del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

Condición	h Btu/h-pie ² °F	h W/m ² ·°C
Aire, convección libre	1-3	5-15
Aire o vapor sobrecalentado convección forzada	3-50	15-300
Aceite, convección forzada	10-300	50-1700
Agua, convección forzada	50-2,000	300-12,000
Agua, hirviendo	500-10,000	3000-55,000
Vapor, condensándose	1,000-20,000	5500-100,000

Anexo 3. Gráficas de coeficientes por pérdidas de calor.

3.1 Gráficas de coeficientes frontales.





Conclusiones.

El Proceso de inyección del nylon exige una deshidratación del mismo, ya que sólo de esta manera se puede obtener el acabado superficial adecuado en las piezas, evitando de igual manera el deterioro en los moldes de inyección. Por este motivo se emplean hornos eléctricos, los cuales resultan muy costosos, para llevar a cabo ésta tarea.

La utilización de la energía solar es una buena alternativa para bajar los costos de producción obteniendo los mismos resultados. En nuestro trabajo pudimos observar que con un diseño adecuado del colector solar y un recipiente térmicamente bien aislado, se puede aprovechar ampliamente la energía solar en una zona geográfica como la de Cuautitlán, alcanzando temperaturas hasta de 80°C y eficiencias hasta del 73%..

También observamos que el proceso termosifónico, que no es otra cosa que una recirculación de aire por cambio de densidades, es considerablemente estable para mantener una temperatura constante dentro de nuestro sistema, ya que aún cuando se permite la entrada de aire frío la temperatura del sistema varía solamente alrededor de 1°C, lo que permite que el material pierda humedad en una forma eficiente.

Por otro lado el comparativo en costos de operación del horno proyectado y el horno existente, arrojó como resultados que el costo de instalación para el sistema solar es \$ 1,627.00 más caro que el eléctrico, inversión inicial que se recupera en un plazo aproximado de

dos meses y medio, teniendo presente que una vez instalado nuestro sistema, el costo de operación en cuanto a energía es nulo comparando con el otro sistema, con el cual se deben pagar a Compañía de Luz \$ 19.81, por cada ciclo de 3.015 horas de operación, es por esto, que la energía solar es una opción más económica de deshidratar nylon o cualquier otro material, ya que el mayor costo se realiza sólo en la construcción del sistema y su mantenimiento no representa grandes costos adicionales.

Es necesario mencionar que los trabajos a cerca de energía solar aún están muy limitados y se requiere de gran investigación, desarrollo de materiales, así como apoyo económico para que la energía solar sea un sustituto de las formas convencionales de obtener calor.

Por otro lado se puede agregar que en el desarrollo de las pruebas se tuvieron algunos problemas con las técnicas y consideraciones, por ejemplo el procedimiento que utilizamos en el muestreo no fue el correcto, ya que los contenedores eran de material absorbente y resulto que la muestra al final pesaba más de lo que originalmente se había considerado, por lo que se sugiere que en trabajos posteriores se utilicen contenedores que no absorban humedad o simplemente colocar la muestra directa a la charola, aunque esto implica tener un equipo de medición con mayor capacidad del que contábamos al momento de las pruebas.

A pesar de estos inconvenientes se puede decir que el trabajo arroja buenos resultados en el ámbito general.

BIBLIOGRAFÍA.

- ❖ *Duffie & Beckman.*
Solar Energy Thermal Processes.
Editorial John Wiley & Sons.
N. Y. 1974.

- ❖ *Karlekar B. V. & Desmond R. M.*
Transferencia de Calor.
Editorial Interamericana.
México 1985.

- ❖ *Kenneth, Wark.*
Termodinámica.
Editorial Mc. Graw Hill.
México 1984.

- ❖ *Kreith, F. & Kreider, J.*
Principles of Solar Engineering.
Editorial Mc. Graw Hill.
N.Y. 1974.

- ❖ *Manrique, José A.*
Energía Solar. Fundamentos Y Aplicaciones fototérmicas.
Editorial HARLA.
México, 1984.

- ❖ *Necati, Özisik M.*
Transferencia de Calor.
Editorial Mc. Graw Hill.

- ❖ *Rau, Hans*
Energía Solar. Aplicaciones Prácticas.
Editorial MARCOMBO.
España 1984.

- ❖ *Rohsenow & Hartnett.*
Handbook of Heat Transfer.
Editorial Mc. Graw Hill.

- ❖ *Siegel & Howel*
Radiation Heat Transfer.
Editorial Mc. Graw Hill.

- ❖ *Sprinher, Verlang.*
Solar Thermal Energy Utilization.
Editorial German Studies Thecnology.

- ❖ *Treackel.*
Ingeniería del Ámbito Térmico.
Editorial Mc. Graw Hill.