



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA

**“MODELO PREDICTIVO DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR DE LA
CUBIERTA DE VIDRIO DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA”**

TESIS

Para obtener el título de:

Ingeniero Químico

Presenta:

Castro Zaragoza Guadalupe Zenaida

Director de Tesis:

Dr. Alejandro Rogel Ramírez

México, D.F. 2014

DEDICADA:

A MIS PADRES, antes que nada les doy las gracias por darme la vida y por permitirme estudiar para poder salir adelante.

Con Amor, Admiración y Respeto.

A mi mamá, Zenaida Zaragoza Ramírez, gracias por todo el apoyo y cariño que me brindaste, mientras estuviste conmigo, porque siempre creíste en mí y aunque desafortunadamente ya no estás aquí se que en donde te encuentres estas orgullosa de mi, Te amo.

A mi papá, Melitón Castro Mendoza, gracias por todo el apoyo y cariño que me diste, aunque no lo demuestrs mucho sé que me quieres.

A mis hermanos, Sergio, Claudio, Rosa, Félix, Manuel, Oscar y Cesar, doy gracias a su apoyo incondicional y desinteresado, por sus sacrificios y esfuerzos constantes, por compartir conmigo tristezas, alegrías, éxitos y fracasos y por creer en mí. Porque a través de sus consejos logre forjar un camino para guiarme y alentarme ante los obstáculos que se me presentaron para lograr el éxito en mi superación como profesional. Pero sobre todo por ser muy buenos hermanos. A todos mis sobrinos Javier, Jonathan, Azucena, Jennifer, Jazmín, Claudio, Sergio, Andrea, Héctor, Gael, Damián, Santiago, Yeimi, y Naomi.

A mi esposo, Sergio Cruz que me ha brindado todo su apoyo y comprensión, por la paciencia que me ha tenido al estar con migo en las buenas y en las malas, pero sobre todo por ser mi mejor amigo y confidente. Gracias por formar parte de mi vida, te amo.

A mi hijo Leonardo Uriel: Eres lo más preciado de mi vida, te amo, me has hecho muy feliz porque has cambiado todo mi mundo y eres el motor que me impulsa a seguir adelante.

AGRADECIMIENTOS:

A mis suegros Javier Cruz y Natalia Ortiz: Gracias por el apoyo que hasta hoy me han brindado, por sus consejos para seguir superándome cada día y porque desde que los conocí me han hecho sentir parte de su familia. También agradezco el apoyo de mis cuñados Cesar, Lupo y Alma.

A mis amigos: Edgar y Sandra por compartir parte de su tiempo conmigo y por brindarme su amistad, gracias por las risas, desvelos y angustias y por cada una de las anécdotas que pasamos juntos, son muy buenos compañeros y amigos, a Alejandro, Maritza, Ángel y Nancy que también fueron muy buenos amigos.

A todos mis compañeros de Taekwondo a Carmelo, Marcos, Carmina, Soledad, Ocelotzin, Blanca y al profesor Miguel Ángel Reyes.

A todos mis amigos que a lo largo de la carrera estuvieron conmigo, Elvia, Verónica Armando, Oscar, Gerardo y Laura., y que aunque nos hayamos distanciado se que todavía puedo contar con ustedes.

A toda persona que en algún momento formo parte de mi vida escolar y familiar.

A la Facultad de estudios superiores Zaragoza por abrirme las puertas de sus aulas en donde lleve a cabo mis estudios.

Gracias a la Universidad Nacional Autónoma de México por darme la oportunidad de probar que soy digna de pertenecer a la máxima casa de estudios.

A mi director de tesis: Dr. Alejandro Rogel Ramírez, gracias por darme la oportunidad de formar parte de este importante proyecto, por la paciencia y confianza que me brindó durante el servicio social y durante la tesis, gracias por compartir sus conocimientos y anécdotas. Le agradezco todo el apoyo brindado, es un gran profesor y le tengo mucha admiración y respeto.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



CONTENIDO	Pág.	
Resumen	VI	
Hipótesis	VII	
Objetivos	VII	
Nomenclatura	VIII	
Introducción	X	
CAPITULO 1. ENERGÍAS RENOVABLES		
1.1.	<i>Panorama de energías renovables en el mundo</i>	2
1.1.1.	<i>Energía solar</i>	4
1.1.1.1.	<i>Energía térmica</i>	5
	<i>Baja</i>	5
	<i>Concentrada</i>	6
1.1.1.2.	<i>Energía fotovoltaica</i>	7
	<i>Captadores fotovoltaicos</i>	7
	<i>Países productores de energía fotovoltaica</i>	8
1.1.2.	<i>Biomasa</i>	9
	<i>Gasificación</i>	10
	<i>Biocombustibles</i>	10
1.1.3.	<i>Energía eólica</i>	10
1.1.4.	<i>Energía maremotriz</i>	12
1.1.5.	<i>Energía nuclear</i>	12
1.1.6.	<i>Energía geotérmica</i>	12
1.2.	<i>Panorama de energías renovables en México</i>	13
	<i>Energías renovables en México</i>	13
	<i>Energía hidráulica</i>	13
	<i>Energía geotérmica</i>	14
	<i>Energía nuclear</i>	15
	<i>Energía eólica</i>	15
	<i>Energía solar</i>	17
	<i>Energía fotovoltaica</i>	18
	<i>Biomasa</i>	19
1.3.	<i>Normatividad</i>	19
1.3.1.	<i>Normas internacionales</i>	19
	<i>NORMA EN12975-1:2006(E)</i>	19
1.3.2.	<i>Normas mexicanas</i>	20
	<i>NMX-ES-001-NORMEX-2005</i>	20
	<i>NMX-ES-004-NORMEX-2010</i>	20
CAPITULO 2. COLECTORES SOLARES		
	<i>Sistemas solares de calentamiento de agua</i>	22
	<i>El rendimiento de los colectores solares</i>	23



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



CONTENIDO	Pág.
2.1.	<i>Clasificación de los colectores solares</i> 23
	<i>Colectores de baja temperatura</i> 24
	<i>Colector solar de placa plana</i> 24
	<i>Principales componentes de un colector solar de placa plana</i> 25
	<i>Características esenciales de los colectores solares de placa plana</i> 31
	<i>Instalación del campo de colectores solares</i> 31
2.2.	<i>Colectores de tubos de vacío</i> 31
	<i>Concentradores</i> 32
	<i>Colectores solares de concentración</i> 32
	<i>Concentrador de canal parabólico</i> 32
	<i>Torres de potencia</i> 37
	<i>Espejo fresnel</i> 39
CAPITULO 3. METODOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN DEL CALENTADOR	
	<i>Construcción del calentador</i> 43
CAPITULO 4. ANÁLISIS TÉRMICO	
	<i>Números adimensionales</i> 51
	<i>Número de Nusselt</i> 51
	<i>Número de Prandtl</i> 52
	<i>Número de Grashof</i> 52
	<i>Número de Rayleigh</i> 53
4.1.	<i>Comportamiento en estado estable</i> 54
	<i>Modelado de un colector térmico solar de placa plana</i> 54
	<i>El modelo</i> 56
	<i>Comportamiento térmico de un colector solar de placa plana</i> 57
	<i>Análisis térmico en estado estable de un colector solar de placa plana</i> 59
4.2.	<i>Coefficiente convectivo del aire</i> 66
4.2.1	<i>Modelos existentes</i> 66
4.2.1.1.	<i>Calculo de hw</i> 69
	<i>Registro de temperaturas</i> 70
CAPITULO 5 ANÁLISIS DE DATOS EXPERIMENTALES	
	<i>Análisis de datos experimentales</i> 75
	<i>Pérdidas de calor de la cubierta de vidrio al ambiente en un día soleado</i> 82
	<i>Calculo del coeficiente convectivo del aire</i> 83
Conclusiones	87
Anexos	88
Bibliografía	99

Lista de figuras

- Figura 1.a** Conjunto de paneles fotovoltaicos
Figura 1.b Central hidroeléctrica el cajón
Figura 1.c Mapa de la República donde se muestran los lugares con las centrales geotérmicas actuales.
Figura 1.d Ubicación de las zonas con alto potencial geotérmico.
Figura 1.e Ubicación de los lugares con potencial de energía eólica en México.
Figura 1.f Esquema con zonas de mayor y menor producción anual de radiación solar global diaria en el país.
Figura 1.g Intervalo de radiación solar global diaria promedio mensual en México.
Figura 2.a Colector solar de placa plana y sus principales componentes.
Figura 2.b Colectores con tubos de serpentina y tubos en paralelo.
Figura 2.c Calentador con tubos de vacío.
Figura 2.d Concentrador tipo canal parabólico.
Figura 2.e Sistema de torre central "Gemasolar" en España.
Figura 2.f Esbozo del receptor de un espejo fresnel.
Figura 2.g Configuración del colector
Figura 3.a Formulación para la placa absorbadora.
Figura 3.b Placa absorbadora con el recubrimiento terminado.
Figura 3.c Placa instalada dentro de la caja del colector con sus respectivos 9 termómetros.
Figura 3.d Colector solar con la cubierta de vidrio pegada.
Figura 3.e Tanque de almacenamiento con capacidad para 30 litros.
Figura 3.f Tanque de almacenamiento dentro de un recipiente de lámina galvanizada aislado con fibra de vidrio.
Figura 3.g Instalación del tanque de almacenamiento.
Figura 3.h Instalación completa del calentador.
Figura 3.i Tanque de alimentación para el calentador.
Figura 4.a Esquema de los 3 mecanismos de transferencia de calor presentes en el calentador solar
Figura 4.b Convección natural en una cavidad rectangular
Figura 4.c Variación de h_w con respecto a la velocidad de viento

Lista de gráficas

Gráfica 1.1.1	Capacidad global de calentamiento solar de agua 2000-2012.
Gráfica 1.1.1.1	Capacidad instalada de energía termosolar de 1984-2012.
Gráfica 1.1.1.2	Capacidad instalada de energía fotovoltaica de los principales países productores.
Gráfica 1.1.3.1	Capacidad mundial de energía eólica 1996-2012.
Gráfica 1.1.1.3.2	Los 10 principales países productores de energía eólica.
Gráfica 5.1	Calor perdido a lo largo del día.
Gráfica 5.2	Coefficiente convectivo del viento vs velocidad del viento.
Gráfica 5.3	Comparación de los coeficientes convectivos.

Lista de tablas

Tabla 1.1.1.2	Los 10 países más productores de energía fotovoltaica.
Tabla 1.2	Capacidad instalada de energía eólica en el país.
Tabla 2.1	Características de distintos tratamientos selectivos.
Tabla 2.2	Plantas instaladas a nivel mundial que utilizan concentradores de canal parabólico.
Tabla 2.2.1	Plantas de canal parabólico en construcción a nivel mundial.
Tabla 2.2.2	Torres de potencia que actualmente están en funcionamiento en el mundo.
Tabla 2.2.2.1	Plantas de torre de potencia que están en construcción.
Tabla 2.2.2.2	Países con plantas con espejos fresnel en funcionamiento.
Tabla 2.2.2.3	Plantas con espejos fresnel bajo construcción.
Tabla 4.1	Características físicas del calentador solar de placa plana.
Tabla 5.1	Registros de temperaturas en un día soleado.
Tabla 5.2	Resultados obtenidos en el cálculo de la temperatura de vidrio.
Tabla 5.3	Resultados puntuales de las pérdidas de calor transferido de la cubierta de vidrio al ambiente.
Tabla 5.4	Resultados del coeficiente convectivo y la velocidad de viento correspondiente
Tabla 5.5	Resultados de los coeficientes convectivos para cada modelo



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



RESUMEN

Como es bien sabido en la construcción de un calentador solar pueden utilizarse diversos materiales y presentar una gran variedad de configuraciones. Por lo tanto, se requiere un modelo que comprenda los fenómenos físicos involucrados en el comportamiento de esta variedad de sistemas térmicos solares, para determinar la configuración más adecuada en una aplicación particular y para mejorar el diseño una vez que se ha seleccionado la geometría apropiada.

En el presente trabajo se hará el análisis térmico para un calentador solar de placa plana que cuenta con un área de 0.486 m^2 , tiene una altura de 0.1 m , un ángulo de inclinación de 20° y está expuesto al aire libre.

En el caso particular del calentador de placa plana su configuración es un factor importante que determina su comportamiento térmico. Normalmente, la radiación solar es absorbida por la placa absorbidora y transferida al fluido de trabajo. En algunas geometrías, la radiación es directamente absorbida por el fluido portador. En cualquier caso, parte de la energía absorbida es perdida hacia el ambiente por convección, conducción y radiación de onda larga. La diferencia entre la radiación absorbida y las pérdidas hacia el medio ambiente es la energía útil absorbida por el fluido de trabajo.

Como la cubierta de vidrio del colector solar de placa plana está expuesta al viento genera pérdidas de calor por convección, por lo tanto es necesario que se desarrolle una correlación que relacione al coeficiente convectivo de transferencia de calor con la velocidad del viento para poder determinar la cantidad de calor perdido en el sistema.

Para poder determinar el coeficiente convectivo se hará un análisis térmico siguiendo una secuencia de cálculo que se describe más adelante. También se debe tener en cuenta las variables que lo afectan directamente como son la temperatura ambiente, la temperatura de placa, la temperatura de vidrio, el coeficiente convectivo y el coeficiente radiativo.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



HIPOTESIS

Si la cubierta de un colector solar de placa plana está expuesta al viento y parte del calor absorbido se pierde hacia el ambiente en su mayoría por conducción, convección y radiación, entonces es necesario desarrollar una correlación que relacione al coeficiente de convección con la velocidad del viento sobre la superficie plana del colector para determinar la cantidad de calor perdido y así calcular el rendimiento térmico del colector.

OBJETIVOS

Hacer un análisis térmico del colector solar

Calcular la temperatura de la cubierta externa del vidrio.

Determinar las pérdidas de calor del vidrio al ambiente en estado estable.

Establecer una correlación que permita calcular el coeficiente convectivo del aire.

Determinar la eficiencia global del colector solar de Placa Plana.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



NOMENCLATURA

A_c	Área del colector.	m^2
A_l	Altura del colector.	m
$C_{p\text{ agua}}$	Capacidad calorífica del agua.	KJ/KgK
C_{pa}	Capacidad calorífica del aire entre la placa y el vidrio.	KJ/KgK
D	Longitud característica.	
F	Factor geométrico del colector.	
F'	Factor de eficiencia del colector.	
F_R	Factor de remoción de calor.	
g	Aceleración de la gravedad.	m/s^2
G	Radiación incidente.	W/m^2
G_r	Número de Grashof.	
h_{cpv}	Coefficiente de transferencia de calor por convección de la placa al vidrio.	W/m^2K
h_{cva}	Coefficiente de transferencia de calor por convección del vidrio al ambiente.	W/m^2K
h_f	Coefficiente de transferencia de calor del fluido.	W/m^2K
h_{rpv}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación de la placa al vidrio.	W/m^2K
h_{rva}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación del vidrio al ambiente.	W/m^2K
h_w	Coefficiente convectivo debido al viento.	W/m^2K
k_{agua}	Conductividad térmica del agua	$W/m K$
k_a	Conductividad térmica del aire entre la placa y el vidrio	$W/m K$
k_{aislante}	Conductividad térmica del aislante.	W/mK
k_{placa}	Conductividad térmica de la placa.	W/mK
k_{vidrio}	Conductividad térmica del vidrio.	W/mK
L	Espesor del aislante	m
\dot{m}	Flujo másico del fluido de trabajo.	Kg/s
η	Eficiencia del colector.	
Nu	Número de Nusselt.	
$P_{e. \text{ del colector}}$	Perímetro del colector.	m
Pr	Número de Prandtl.	
Q_e	Calor entrante al colector	W
Q_p	Calor perdido	W
$Q_{\text{vidrio-ambiente}}$	Calor perdido del vidrio al ambiente	W



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Ra	<i>Número de Rayleigh.</i>	
T_{agua}	<i>Temperatura del agua.</i>	K
T_{aire}	<i>Temperatura del aire.</i>	K
$T_{ambiente}$	<i>Temperatura ambiente.</i>	K
$T_{entrada}$	<i>Temperatura del fluido portador a la entrada del colector.</i>	K
T_{cielo}	<i>Temperatura de cielo.</i>	K
T_c	<i>Temperatura del colector</i>	K
T_p	<i>Temperatura de placa</i>	K
T_s	<i>Temperatura del fluido de trabajo a la salida del colector.</i>	K
T_v	<i>Nueva temperatura de vidrio.</i>	K
T_{vo}	<i>Temperatura de vidrio.</i>	K
U_L	<i>Coficiente global de pérdidas de calor.</i>	
V_W	<i>Velocidad de viento</i>	m/s
W	<i>Distancia entre los tubos.</i>	m
β	<i>Coficiente de expansión volumétrica.</i>	K ⁻¹
δ	<i>Espesor de la placa.</i>	m
ϵ_p	<i>Emisividad de la placa.</i>	
ϵ_v	<i>Emisividad del vidrio.</i>	
θ	<i>Ángulo de inclinación del colector.</i>	°
ρ_{agua}	<i>Densidad del agua.</i>	Kg/m ³
ρ_a	<i>Densidad del aire entre la placa y el vidrio.</i>	Kg/m ³
σ	<i>Constante de Stefan-Boltzman.</i>	W/m ² K ⁴
$\tau\alpha$	<i>Es el producto absortancia-emitancia.</i>	
μ_{agua}	<i>Viscosidad del agua.</i>	N.s/m ²
μ_a	<i>Viscosidad del aire entre la placa y el vidrio.</i>	N.s/m ²



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



INTRODUCCIÓN

Como bien sabemos desde el inicio de la historia del hombre el Sol da origen a las diversas formas de energía que este utiliza para satisfacer sus necesidades.

El Sol es la única estrella de nuestro sistema solar ubicada en el centro. La tierra y otros planetas orbitan alrededor del Sol. La energía del Sol en forma de radiación solar soporta casi toda la vida en la tierra a través de la fotosíntesis, conduce el clima y el uso horario de la Tierra.

Alrededor del 74% de la masa del Sol es hidrógeno, 25% es el helio, y el resto está formado por pequeñas cantidades de elementos más pesados. El Sol tiene una temperatura superficial aproximadamente de 5,500 K, dándole un color blanco, el cual, debido a la dispersión atmosférica se presenta de color amarillo.

La fuerza del Sol que llega a la tierra equivale a 10.000 veces el consumo mundial de energía. Este astro es como una gran estrella corriente, capaz de hacer llegar hasta nosotros grandes cantidades de energía radiante. Se encuentra a una distancia de unos 150 millones de kilómetros de la tierra y la radiación que emite tarda algo más de 8 minutos en alcanzar nuestro planeta, a una velocidad de 300.000 km/s. Desde el punto de vista cuantitativo se puede decir que sólo la mitad de la radiación solar llega a la superficie de la tierra. La restante se pierde por reflexión y absorción en la capa de aire.

La forma más usual de medir la fuerza del Sol es en kW/m^2 de área horizontal. En el mapa mundial de radiación solar⁽¹⁾, se indica la radiación promedio anual en kWh/m^2 . Así muestra que la mayoría de América Central recibe una cantidad de 1.950 kWh/m^2 por año, un valor muy alto si se compara con Europa Central que recibe apenas 1.100 kWh/m^2 por año.

El aprovechamiento activo se puede regir bajo dos puntos de vista bien diferenciados: la conversión térmica o aprovechamiento del calor contenido en la radiación solar, y la conversión eléctrica o aprovechamiento de la energía luminosa (fotones) para generar directamente energía eléctrica por medio del efecto fotovoltaico.

Para la región de América Central, las tecnologías de energía renovable a pequeña escala presentan una alternativa económica y ambiental factible para la provisión de energía a comunidades rurales remotas y para la expansión de la capacidad eléctrica instalada, ya sea por medio de sistemas aislados o por proyectos conectados a la red eléctrica. La región cuenta con suficientes recursos para desarrollar sistemas hidráulicos, solares, eólicos y de biomasa, principalmente.

Gracias a que nuestro país se encuentra ubicado en una zona con buen potencial de energía solar (tres cuartas partes del territorio nacional son zonas con insolación media de 5kWh/m^2) podemos aprovecharla al máximo utilizando calentadores solares de uso doméstico.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Adicionalmente, estas tecnologías pueden disminuir la contaminación del medio ambiente, causada por las emisiones de gases de los sistemas convencionales, que utilizan combustibles fósiles, como el carbón y productos derivados del petróleo. Estos gases contribuyen al efecto invernadero y al calentamiento global de nuestro planeta.

Durante la gran crisis del petróleo de los años setenta en el siglo pasado, cuando se empezó la difusión masiva de los sistemas solares térmicos en todo el mundo, nacieron empresas que se dedicaban a la fabricación e instalación de colectores solares, pero a falta de experiencia y conocimientos, la mayoría fracasó. Así en esa época, tales empresas se dieron cuenta de que la energía solar térmica, a primera vista, parecía una tecnología primitiva y simple, pero requiere unas especificaciones técnicas apropiadas con respecto al uso de materiales.

Mientras en los países desarrollados hoy los productos han alcanzado una buena calidad, con una vida útil de más de 20 años y con un alto rendimiento; en los países en vías de desarrollo continúa la falta de buenos materiales en el mercado, y el costo de un sistema solar de calidad es muy elevado.

La aplicación de la energía solar térmica que ha tenido un mayor uso y divulgación es el calentamiento de agua para uso doméstico. Las primeras patentes de calentadores solares aparecieron en Estados Unidos hacia finales del siglo XIX. En México se han estado utilizando y desarrollando estos sistemas desde la década de los cuarenta. El incremento del precio del petróleo favorece aún más este uso de la energía solar para hogares, piscinas, hospitales, hoteles y procesos industriales.

En la actualidad no solo para México sino para todo el mundo es muy importante utilizar materiales que disminuyan el costo de fabricación de los calentadores solares para poder manejar costos accesibles en el mercado y que estén al alcance de todos.

CAPÍTULO 1

PANORAMA DE ENERGÍAS RENOVABLES EN EL MUNDO





CAPITULO 1. ENERGÍAS RENOVABLES

Mucho se habla de las energías renovables en los últimos tiempos, y no todos conocen los mecanismos de su aprovechamiento. El Mundo presenta una importante preocupación, y es porque se ha notado un cambio en el clima, por el uso indiscriminado de las energías que provienen de la quema de los restos fósiles y además que estas tienden a desaparecer. Por eso muchos son los países que están preocupados por la cuestión ambiental. Y en hora buena, para que en poco tiempo más seamos, los que podamos utilizar las energías renovables, para así ahorrar energía y, cuidar el medio ambiente.

Se denomina fuentes energéticas renovables las que son de origen natural y pueden emplearse ilimitadamente, por dos razones:

- Su suministro es muy abundante (el Sol por ejemplo) y es prácticamente inagotable.
- Las materias primas de las que provienen las energías, se pueden renovar (la biomasa por ejemplo), caracterizándose por tener un bajo impacto ambiental.

Ahora que queremos sustituir los combustibles fósiles por energías renovables, es una paradoja que hasta hace apenas un siglo, el 90% de la energía consumida por la humanidad era renovable.

La madera era fuente energética básica. También se aprovechaban (y se sigue haciendo en muchos países) otras fuentes energéticas renovables y limpias. Por lo tanto es importante conocer que tipos de energía renovable existen y cuáles son las que se pueden aprovechar con mayor facilidad.

1.1. Panorama de Energías Renovables en el mundo

La demanda mundial de energía renovable siguió aumentando durante 2011 y 2012, el suministro se estima en un 19% del consumo mundial de energía a finales del 2011.

La capacidad de las fuentes renovables en todo el mundo supero 1,470 GW en 2012, alrededor del 8.5% a partir de 2011. La energía hidroeléctrica aumentó un 3% un estimado de 990 GW, mientras que otras energías renovables crecieron 21.5% hasta superar los 480 GW. A nivel mundial, la energía eólica representó alrededor del 39% de la capacidad de energía renovable añadida en 2012, seguida de la energía hidroeléctrica y la energía solar fotovoltaica, cada una representa aproximadamente el 26%.

Las energías renovables componen más de la mitad del total de las adiciones netas a la capacidad de generación eléctrica a partir de todas las fuentes en 2012. A finales de año, se comprenden más del 26% de la capacidad de generación global y suministran aproximadamente 21.7% de la electricidad mundial, con el 16.5% de la electricidad suministrada por la energía hidroeléctrica. Los consumidores industriales, comerciales y residenciales son cada vez más los productores de energía renovable en un número creciente de países.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



La demanda siguió aumentando en el sector de calefacción y la refrigeración, y ofrece un inmenso (pero la mayoría sin explotar) potencial para el despliegue de las energías renovables. Ya, el calor de la biomasa moderna, la energía solar y geotérmica representa una parte importante de la energía derivada de fuentes renovables, y el sector está evolucionando lentamente a medida que los países comienzan a poner en marcha políticas de apoyo.

Las tendencias en el sector incluyen el uso de sistemas más grandes, aumentando el uso de la cogeneración de calor y electricidad (CHP), la alimentación de calor y refrigeración renovables en los planes de distrito, y el creciente uso del calor renovable moderno con fines industriales.

Después de años de rápido crecimiento, la producción de biodiesel siguió aumentando en 2012, pero a un ritmo mucho más lento, la producción de combustible de etanol alcanzó su punto máximo en 2012 y ha disminuido desde entonces. Pequeñas pero crecientes las cantidades de biocombustibles gaseosos se utilizan para los vehículos de combustible, y no son limitados, pero hay un aumento de iniciativas para vincular los sistemas de transporte eléctrico con energías renovables.

Las mayoría de las tecnologías energéticas renovables continuaron viendo la expansión en el sector manufacturero y la demanda mundial durante el año 2012.

Sin embargo, los ambientes políticos inciertos y la disminución de apoyo de la política afecto las condiciones para la inversión en una serie de mercados establecidos, lo que frena el impulso en Europa, China y la India.

La energía solar fotovoltaica y la energía eólica terrestre experimentaron continuas reducciones de los precios debido a las economías de escala y la tecnología avanzada, pero también debido a un exceso de producción de módulos y turbinas. Combinado con la crisis económica internacional y las actuales tensiones en el comercio internacional, estos desarrollos han creado nuevos retos para algunas industrias renovables, y particularmente para los fabricantes de equipos, lo que lleva a la consolidación de la industria. Sin embargo, también se han abierto nuevas oportunidades y empujado a las empresas a explorar nuevos mercados.

Las energías renovables son cada vez más accesibles para un mayor número de consumidores de los países desarrollados y en desarrollo por igual.

Las energías renovables están ganando velocidad a través de Asia, América Latina, Medio Oriente y África, con nuevas inversiones en todas las tecnologías. El Medio Oriente y el Norte de África (MENA) y África del Sur, en particular, fueron testigos de la puesta en marcha de nuevos y ambiciosos objetivos en el año 2012, así como el surgimiento de marcos de políticas y la implementación de las energías renovables. Los mercados, la fabricación, y la inversión se desplazan cada vez más hacia los países en desarrollo durante el año 2012.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Los principales países para el fomento de la energía renovable a fin de año fueron China, Estados Unidos, Brasil, Canadá y Alemania, los principales países de capacidad no hidráulicas fueron China, Estados Unidos y Alemania, seguido de España, Italia, y la India. Por regiones, las naciones del BRICS (Brazil, Rusia, India, China y Sudafrica) representan el 36% de la capacidad de energía renovable total mundial y casi el 27% de capacidad renovable no hidráulica. La Unión Europea tiene la mayor capacidad no hidráulica al final de 2012, con aproximadamente el 44% del total mundial.

Las energías renovables representan una parte en rápido aumento del suministro de energía en un creciente número de países y regiones:

En China, por primera vez la generación de energía eólica aumentó más que la generada a partir de carbón y de energía nuclear.

En la Unión Europea, las energías renovables representaron casi el 70% de las adiciones a la capacidad eléctrica en 2012, estas energías son la solar fotovoltaica y la eólica. En 2011 (el año más reciente del que se tienen datos), las energías renovables reunieron el 20.6% del Consumo eléctrico de la región y el 13.4% del consumo energético final.

En Alemania, las energías renovables representaron el 22.9% del consumo de electricidad (frente al 20.5% en 2011), el 10.4% del consumo nacional, y el 12.6% de la demanda total de energía final.

Los Estados Unidos añadieron más capacidad de energía eólica que con cualquier otra tecnología, y todas las energías renovables realizadas aportaron aproximadamente la mitad del total de la energía eléctrica durante el año.

Las energías eólica y solar están alcanzando altos niveles de penetración en países como Dinamarca e Italia, en 2012 la generación de la electricidad con el viento fue de 30% y la energía solar fotovoltaica fue de 5.65%, respectivamente.

1.1.1. Energía Solar

La energía solar es el sector más importante, con mucho, en términos de dinero cometidos en 2012, recibiendo el 57% de la nueva inversión total en energías renovables (96% de los cuales fue a la energía solar fotovoltaica). Aun así, en dólares 140,400 millones para la energía solar era un 11% los niveles de 2011, debido a una caída en la financiación de proyectos de CSP en España y Estados Unidos, así como a una fuerte baja de los precios de los sistemas fotovoltaicos.

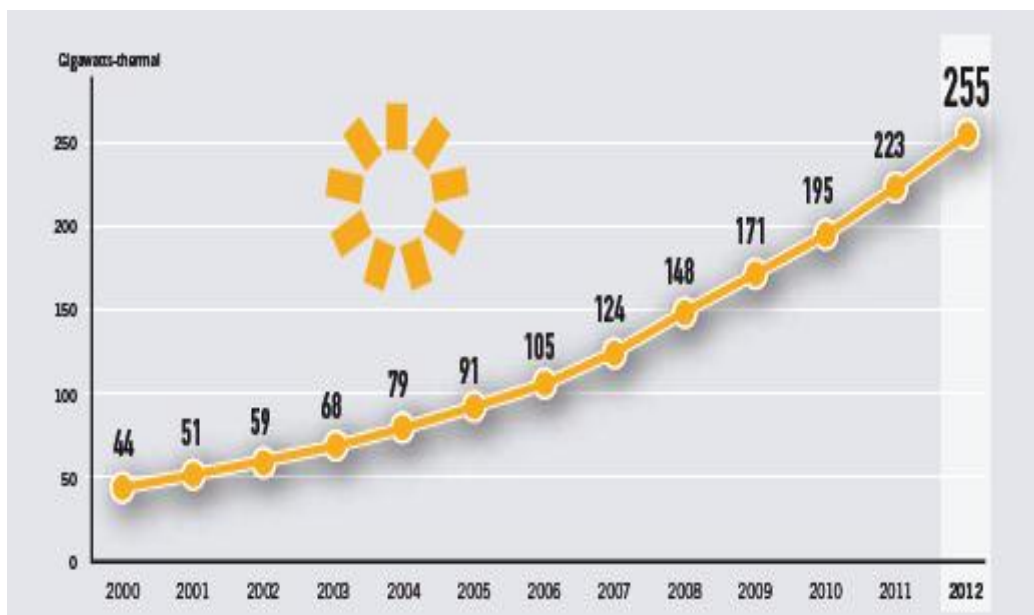
1.1.1.1. Energía Térmica

Baja.

Las tecnologías térmicas solares contribuyen significativamente a la producción de agua caliente en muchos países y cada vez más para la calefacción y refrigeración, así como los procesos industriales. En 2011 se agregó casi 51 GW de la capacidad de calor solar (más de 72 millones de m²), para un total de 247 GW a final de año.

La gran mayoría de la capacidad de calor solar (de todos los tipos) se encuentra en China y Europa, juntos representan más del 90% del mercado mundial y el 81% de la capacidad total en 2011. Los países con mayor capacidad total en operación fueron China, Estados Unidos, Alemania, Turquía y Brasil. China se enfoca en colectores de agua con tubos de vacío, mientras que la mayoría de los sistemas en los Estados Unidos usa colectores de agua no vidriados para la calefacción de piscinas. Los únicos otros mercados de la nota para los colectores de agua no vidriados son Australia y, en menor cantidad Brasil: otros mercados clave se basan principalmente en los calentadores de placa plana (acristalada).

A finales de 2012, la capacidad térmica solar global en operación alcanzó una cifra estimada de 282 GW (la capacidad global de los colectores de agua vidriados alcanzó 255 GW) China volvió a ser el principal impulsor de la demanda de energía solar térmica, añadiendo 44.7 GW, un incremento en el mercado del 11% con respecto a 2011. La capacidad total se elevó un 18.6% (aproximadamente 28.3 GW) a 180.4 GW que asciende a cerca de dos tercios de la capacidad mundial.



Gráfica 1.1.1. Capacidad global de calentamiento solar de agua del 2000-2012. Renewables 2013 Global Status Report.

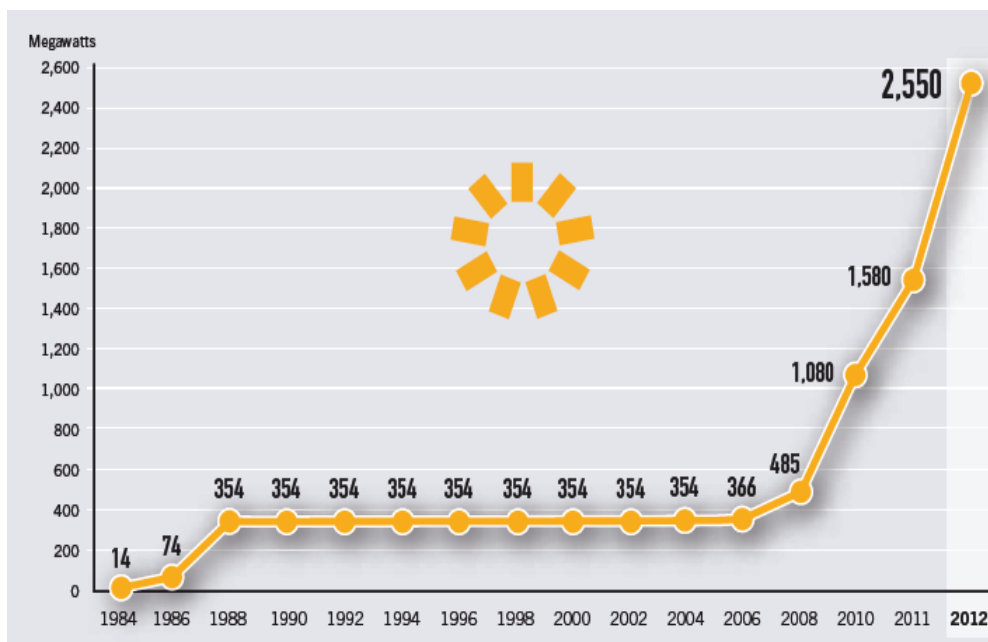
Concentrada

La energía termosolar (CSP) del mercado continuó avanzando en 2012, con una capacidad total mundial de más del 60% que es alrededor de 2,550 MW. El mercado se duplicó con respecto a 2011, con España que presenta más de 970 MW con los que entrará en funcionamiento. Desde finales de 2007 hasta el año 2012, la capacidad total mundial creció a una tasa promedio anual de 43%.

La tecnología Cilindro-parabólico es la más madura, y sigue dominando el mercado, que representa alrededor del 95% de las instalaciones en funcionamiento a finales de 2011, y el 75% de las plantas en construcción a mediados de 2012. Las torres centrales receptoras son cada vez más comunes y representan el 18% de las plantas en construcción a mediados de año, seguido de los Espejos Fresnel (que representa el 6%) y las tecnologías de disco parabólico, que todavía están en fase de desarrollo.

España siguió liderando el mundo, tanto para el desarrollo y la capacidad total de la CSP, agregando 950 MW para aumentar la capacidad de operación en un 95% a un total de 1,950 MW. Al igual que en el mercado global, la tecnología de colectores cilindro-parabólicos domina en España, pero 2012 vio la terminación de la primera planta Fresnel comercial del mundo. La primera planta termosolar-biomasa híbrido del mundo también entró en funcionamiento.

En 2012 los Estados Unidos siguió siendo el segundo mercado más importante en términos de capacidad total, cerrando el año con 507 MW en operación.



Gráfica 1.1.1.1. Capacidad instalada de energía termosolar de 1984-2012. Renewables 2013 Global Status Report.

1.1.1.2 Energía Fotovoltaica

Captadores Fotovoltaicos

Hoy en día podemos aprovechar la energía solar transformándola en calor o en electricidad.

En los sistemas fotovoltaicos, la radiación solar se convierte directamente en electricidad mediante una celda fotovoltaica. La figura 1a muestra un conjunto de paneles fotovoltaicos, en los que se lleva a cabo esta conversión de energía.



Figura 1.a Conjunto de paneles fotovoltaicos.

Los paneles o módulos fotovoltaicos están formados por un conjunto de celdas (células fotovoltaicas) que producen electricidad a partir de la luz que incide sobre ellos (energía solar fotovoltaica). El parámetro estandarizado para clasificar su potencia se denomina potencia pico, y se corresponde con la potencia máxima que el módulo puede entregar bajo unas condiciones estandarizadas, que son:

- Radiación de 1000 W/m^2
- Temperatura de célula de 25 C (no temperatura ambiente).

Los paneles fotovoltaicos se dividen en:

- Cristalinas :
 - Monocrystalinas: se componen de secciones de un único cristal de silicio (Si) reconocibles por su forma circular u octogonal.
 - Policristalinas: cuando están formadas por pequeñas partículas cristalizadas.
- Amorfas: cuando el silicio no se ha cristalizado.

El coste de los paneles fotovoltaicos se ha reducido de forma constante desde que se fabricaron las primeras células solares comerciales y su coste medio de generación eléctrica ya es competitivo con las fuentes de energía convencionales en un creciente número de regiones geográficas, alcanzando la paridad de red.

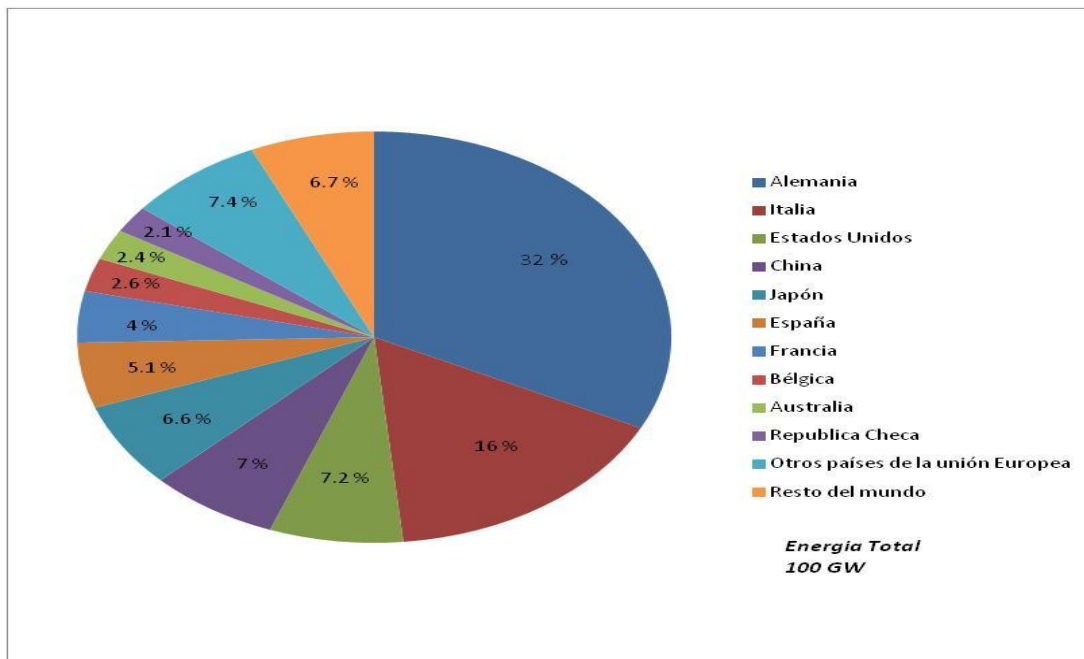
Países Productores de Energía Fotovoltaica

La energía solar fotovoltaica (PV) del mercado vio otro año fuerte, con una capacidad global total de funcionamiento de 100 GW como consecuencia de los logros en 2012. El mercado fue bastante estable en relación al 2011, con un poco menos de capacidad derivada en línea, pero probablemente mayores niveles de envío, y los más de 29.4 GW añadidos que representan casi un tercio de la capacidad mundial total en funcionamiento a finales de año.

Ocho países añadieron más de 1 GW de energía solar fotovoltaica para sus redes en 2012, y la distribución de las nuevas instalaciones se sigue ampliando. Los principales mercados (Alemania, Italia, China, Estados Unidos, y también Japón) fueron los líderes de la capacidad total.

A finales de año, ocho países de Europa, tres en Asia, Estados Unidos y Australia tenían por lo menos 1 GW de capacidad total. Los líderes de energía solar fotovoltaica por habitante fueron Alemania, Italia, Bélgica, la República Checa, Grecia y Australia.

Europa otra vez dominó el mercado, añadiendo 16.9 GW y que representa alrededor del 57% de la nueva capacidad instalada, para terminar 2012 con 70 GW en operación. Pero las adiciones fueron inferiores a los 22 GW y más del 70% del mercado mundial en 2011.



Gráfica 1.1.1.2. Capacidad instalada de energía fotovoltaica de los principales países productores. Renewables 2013 Global Status Report

A continuación se muestra la relación de los 10 principales países productores de energía fotovoltaica en el mundo:

Tabla 1.1.1.2 Los 10 países más productores de energía fotovoltaica

Nº	Nación
1	Alemania
2	Italia
3	E.U
4	China
5	Japón
6	España
7	Francia
8	Bélgica
9	Australia
10	República Checa

Top 10 de los principales productores de energía fotovoltaica en el mundo en 2012.. Renewables 2013 Global Status Report.

1.1.2 Biomasa

La mayor parte de la energía térmica que se genera de fuentes renovables en el mundo se produce a partir de la biomasa, incluyendo aquella energía que deriva de la combustión de sólidos, líquidos o gases, que a su vez provienen de la biomasa ⁽²⁾. Esta se puede clasificar en tradicional y moderna, la primera incluye madera, carbón vegetal, residuos agrícolas y estiércol, para calentar y cocinar; la segunda la conforman pellets y briquetas hechas de madera o residuos agrícolas, así como combustibles líquidos bajos en emisiones, con los que es posible obtener un uso más eficiente de la energía.

Los mercados de calefacción que manejan energía térmica obtenida a partir de la biomasa moderna ⁽³⁾, se han expandido de forma constante en Europa, sobre todo en países como Francia, Alemania, Suecia, Dinamarca y Finlandia, donde las necesidades de utilizar energía para la calefacción son notables, así como en otras regiones del mundo, países como Rusia, Estados Unidos y China.

En contraste, en los países en vías de desarrollo se utiliza la biomasa tradicional para la producción de energía térmica. El cálculo de las cantidades de energía consumidas no es exacto, pero se estima que su consumo se concentra principalmente en países de Asia, África y América.

Así mismo, es importante señalar que en aquellos países que cuentan con una industria azucarera importante, como Argentina, Australia, Brasil, China, Colombia, Cuba, Guatemala, India, Kenia, Mauricio, México, Filipinas, Tanzania, Tailandia, y Uganda, el bagazo de caña también se utiliza como biomasa.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Gasificación

Plantas agrícolas de biogás a escala comunitaria se siguen instalando para probar productos de biomasa de residuos húmedos, especialmente en Europa, donde casi 12,000 plantas (principalmente CHP) funcionan en 12 países en 2011. Además, 2,250 instalaciones de lodos de aguas residuales están operando en Europa: aproximadamente el 2% de estas plantas están mejorando el biogás en biometano de mayor calidad para su uso como combustible para vehículos o para la inyección a la red de gas. En diciembre de 2012, el Puerto de Ámsterdam abrió una nueva instalación de recarga de vehículos en biogás a partir de lodos de depuradora para que se realice el acondicionamiento con tecnología fabricada por BioGast.

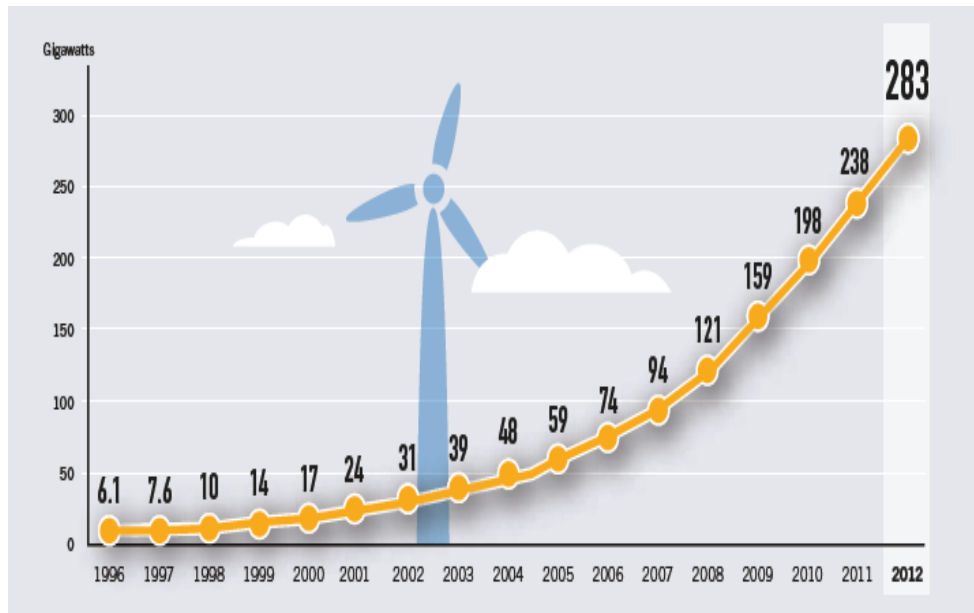
Las empresas en Europa y en otras partes están encontrando formas innovadoras de producir energía a partir de sus propios residuos. Por ejemplo, en 2012 una distribuidora multinacional francesa anunció planes para alimentar sus camionetas con biometano producido a partir de residuos orgánicos derivados de sus tiendas, y una planta en Suecia se convirtió en uno de los primeros en el producto licuado de biogás del mundo (de desperdicios de comida local) una alternativa para los vehículos pesados.

Biocombustibles

Los biocombustibles líquidos proporcionan aproximadamente el 3.4% de los combustibles globales de transporte por carretera, con el uso pequeño pero creciente de los sectores de aviación y marina. La producción mundial del combustible etanol cayó un 1.3% en volumen a 83.1 mil millones de litros partir de 2011. Se abrieron nuevas plantas de etanol y de biodiesel, aunque muchas plantas de etanol funcionan debajo de su capacidad.

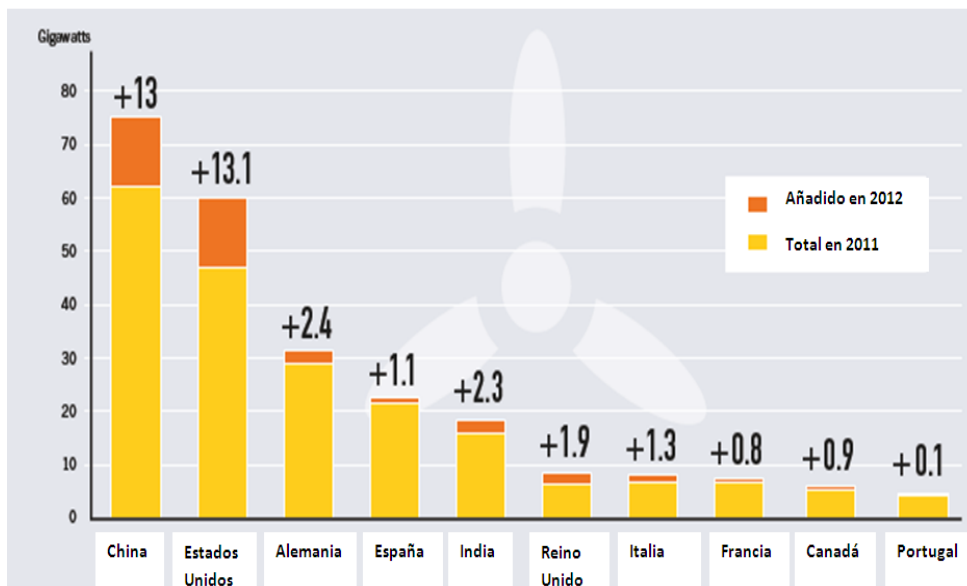
1.1.3 Energía Eólica

Durante el año 2012, casi 45 GW de capacidad de la energía eólica comenzó la operación, el aumento en la capacidad eólica mundial fue del 19% y llegó a casi 283 GW (Gráfica 1.1.3.1). Fue otro año récord para la energía eólica, generalmente añade de nuevo más capacidad que cualquier otra tecnología renovable a pesar de la incertidumbre política en el mercado clave. Los 10 principales países representan más del 85% de la capacidad mundial a fin de año, pero el mercado siguió creciendo. Alrededor de 44 países aumentaron su capacidad durante 2012, al menos 64 tenían más de 1 GW en funcionamiento. Desde finales de 2007 hasta 2012, las tasas anuales de crecimiento de la potencia eólica acumulada son en promedio de 25%.



Gráfica 1.1.3.1. Capacidad mundial de energía eólica, 1996-2012 Renewables 2013 Global Status Report.

El desarrollo y las economías emergentes se están moviendo firmemente en la corriente principal, sin embargo, los Estados Unidos y China en conjunto representaron casi el 60% del mercado mundial en 2012, seguido por Alemania, la India y el Reino Unido. Otros en el top de los 10 con mayor capacidad son Italia, España, Brasil, Canadá y Rumania.



Gráfica 1.1.1.3.2 Los 10 principales países productores de energía eólica. Renewables 2013 Global Status Report.



1.1.4 Energía Maremotriz

Al menos 25 países están involucrados en el desarrollo de la energía del océano, las tecnologías de energía Maremotriz vieron un progreso significativo hacia la producción comercial durante el año 2010.

Después de la introducción en 2011 de un proyecto de 254 MW de energía mareomotriz en Corea del Sur y una instalación de energía mucho menor de 300 kW de ondas en España, se añadió poca capacidad en 2012. La capacidad comercial de energía oceánica comercial se mantuvo alrededor de 527 MW a finales de 2012, la mayor parte de ella de instalaciones de energía de las mareas con proyectos adicionales en las tuberías.

Otras de las instalaciones de energías oceánicas notables en funcionamiento en todo el mundo a finales de 2012 son: la estación francesa la Rance (240 MW), que ha estado en operación desde 1965, las plantas de Nueva Escocia, Canadá (20 MW), y en Zhejiang, China (3.9 MW), y la colección de proyectos de energía actuales y maremoto en el Reino Unido (alrededor de 9 MW).

Además de la planta de energía mareomotriz de Sihwa, que entró en funcionamiento a mediados de 2011, Corea del Sur tiene previsto construir otras plantas de energía Maremotriz para lograr los objetivos nacionales de crecimiento verde.

En los Estados Unidos, las Tecnologías de la energía oceánica recibieron una licencia en 2012 para una estación de energía de las olas de 1.5 MW en la costa de Oregón, con el despliegue de los primeros 150 kW (convertidor de la energía de las olas) fijado para 2013.

1.1.5 Energía Nuclear

El número de centrales nucleares operativas al finalizar el año 2012 era de 437 unidades, con un total de 372.325 MW eléctricos instalados, que aportan aproximadamente el 14% de la electricidad mundial. A estos reactores en operación, hay que sumarles las 72 unidades que se encontraban en construcción al iniciarse 2013.

Así, en 2012 se pusieron en servicio las centrales de Shin-Kori 2 y Shin-Wolsong 1 en Corea del Sur, Ningde 1 en China y se incorporaron a la red canadiense las unidades de Bruce 1 y 2. Por otra parte, en ese mismo año se inicio la construcción de nuevas centrales en Corea del Sur, Rusia, Estados Unidos, China y los Emiratos Árabes.

De los 72 reactores que hay en construcción, 29 se encuentran en china, 11 en Rusia, 7 en la India, 4 en la Unión Europea (Francia, Finlandia y Eslovaquia), 1 en los Emiratos Árabes Unidos, y 5 en Estados Unidos. De estos últimos, uno se encuentra en Tennessee en estado muy avanzado de construcción. Cuatro más recibieron en 2012 licencias combinadas para la construcción y operación: dos de ellos están en el estado de Georgia (Vogtle 3 y 4) y dos más en Carolina del Sur (VC Summer 2 y 3). España cuenta con ocho grupos nucleares repartidos en seis centrales.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



1.1.6 Energía Geotérmica

Hay centrales eléctricas geotérmicas operando en al menos 24 países (en 2010) y la energía geotérmica se utiliza directamente para la calefacción en por lo menos 78 países. Aunque el desarrollo de energía se desaceleró en 2010, con una capacidad global que llegó a poco más de 11 GW, se espera una importante aceleración en el ritmo de implementación de tecnologías avanzadas que permitan el desarrollo en nuevos países.

La salida de calor a partir de fuentes geotérmicas aumentó a una tasa promedio de casi 9% anual durante la última década, debido principalmente al rápido crecimiento en el uso de bombas de calor de fuente geotérmica. La capacidad de generación eléctrica geotérmica mundial creció a un estimado de 300 MW en 2012.

1.2 Panorama de Energías Renovables en México.

Como ya se observó en el apartado anterior el panorama mundial de energías renovables ahora es importante revisar con que energías renovables cuenta nuestro país y ver cuáles son los tipos de energía que se pueden aprovechar con mayor facilidad o que tienen mayor potencial de crecimiento.

Energías Renovables en México

La energía hidráulica fue el principal motor de la industrialización de nuestro país en el siglo XIX. Los ingenios azucareros, las fábricas de hilados y tejidos con ruedas hidráulicas se multiplicaron en muchas regiones del país. En el último tercio del siglo, las ruedas se sustituyeron por turbinas hidráulicas, y comenzó la generación de electricidad con esta tecnología. La energía hidráulica siguió desempeñando un papel importante en la oferta interna de la energía pero su participación decayó durante la primera mitad del siglo XX ante el gran crecimiento en la utilización de combustibles fósiles, impulsado entre otros factores por la disponibilidad de petrolíferos y de gas natural, entonces baratos.

La tendencia decreciente en la participación relativa de las energías renovables en la matriz energética del servicio público continuará durante los próximos años. Sin embargo, si se toman en cuenta los proyectos de autoabastecimiento y cogeneración, la participación de las energías renovables aumentará en los próximos años, lo que permitirá alcanzar el 26 % de participación en la capacidad instalada en 2012.

Energía Hidráulica

La capacidad de generación hidráulica para servicio público que opera la CFE en centrales con una capacidad igual o menor que 30 MW se integra por 94 unidades en 42 centrales, con una capacidad total de 286.6 MW. (de acuerdo a los datos reportados por la CFE). Esta capacidad instalada para la generación eléctrica por medio de las plantas, mini y micro hidroeléctricas se concentra en 14 estados de la república (menores que 30 MW). Cabe destacar la existencia de plantas instaladas hace ya más de cien años, las cuales siguen en servicio, como es el caso de las ubicadas en los estados de Hidalgo, México y Puebla.

En lo que corresponde a plantas hidráulicas que no son de servicio público, la CRE⁽⁴⁾ otorgo 27 permisos de generación al 31 de diciembre de 2011 con una capacidad de 305.1 MW, las cuales están situadas en nueve estados de la República. De estas plantas, 24 tienen permiso para autoabastecimiento y 3 de pequeña producción, pero solo 16 plantas se encuentran en operación con una capacidad de 147.0 MW, para una generación autorizada anual de 774 GWh/año.

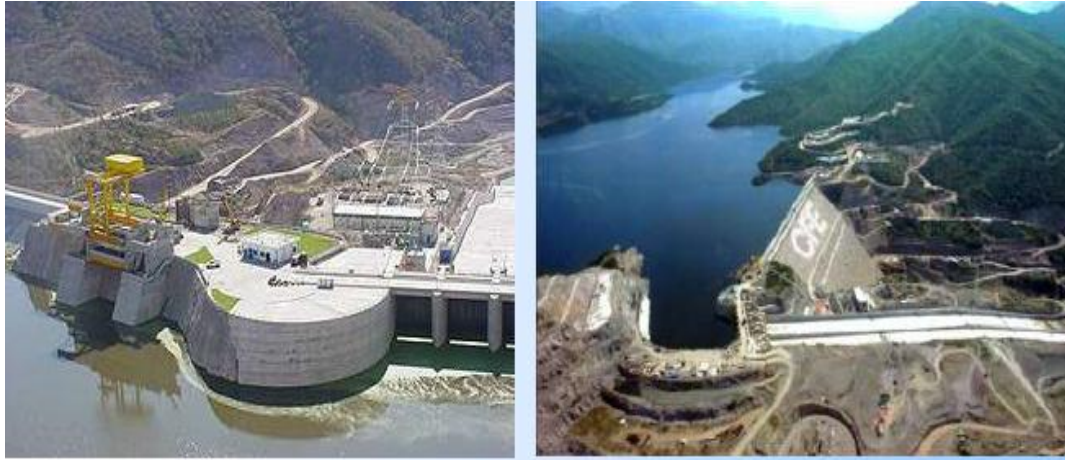


Figura 1.b Central Hidroeléctrica el Cajón.

Energía Geotérmica

La energía geotérmica aprovecha el calor interno de la tierra y el agua que proviene del subsuelo.



Figura 1.c Mapa de la República donde se muestran los lugares con las centrales geotérmicas actuales. La energía renovable en CFE elemento fundamental para un desarrollo sustentable.

De acuerdo con los datos de la CFE, al 31 de diciembre de 2011 se encontraban en operación 38 unidades de generación geotérmica, con el mayor aprovechamiento localizado cerca de Mexicali, Baja California, en la Central de Cerro Prieto con 645 MW. Está representaba 72% de la capacidad geotermoeléctrica en operación, mientras que el 28% restante integrado por los Azufres, Michoacán (191.6 MW), Humeros, Puebla (40 MW) Y Tres Vírgenes, Baja California Sur (10 MW).

Nuestro país cuenta con aproximadamente la décima parte de la capacidad mundial, y ocupa el tercer lugar mundial. La capacidad instalada en febrero del 2012 es de 1085 MW, considerando que las unidades U1 y U2 de Cerro Prieto I han sido retiradas de servicio. Se provee que el 15 de mayo de 2012 entré en funcionamiento la unidad Humeros II fase B aportando 25 MW. También existe la licitación del proyecto Azufres II (75MW) y Cerritos (25 MW).

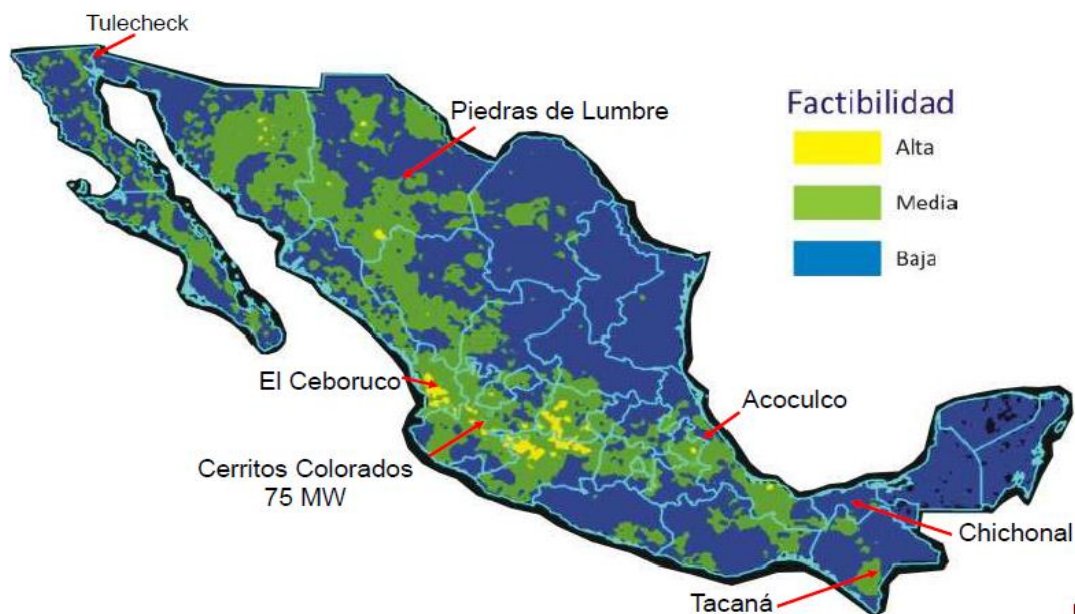


Figura 1.d Ubicación de las zonas con alto potencial Geotérmico. La energía renovable en CFE elemento fundamental para un desarrollo sustentable

Energía Nuclear

La energía nuclear aporta en México 1625 MW. La secretaría de energía entregó la estrategia nacional de energía 2012-2026, al congreso de la unión para su discusión y aprobación. En esta estrategia planeaban la construcción de dos centrales nucleares para solventar las necesidades energéticas del país ⁽⁵⁾.

Energía Eólica

Con relación a la capacidad de generación eoloeléctrica para el servicio público, la CFE tuvo en operación, a finales de 2011, las centrales de La Venta en Oaxaca (84.7MW), Guerrero Negro en Baja California Sur (0.6 MW) y el generador de la COP 16 (1.5 MW), lo que suma una capacidad total de generación de 86.8 MW.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



En 2012 entraron en operación 3 plantas en la modalidad de productor independiente de energía, ubicadas en el estado de Oaxaca. A su vez, 17 plantas con 2,281 MW de capacidad autorizada, ubicadas en los estados de Baja California, Nuevo León, Oaxaca, San Luis Potosí, Tamaulipas y Veracruz, se encuentran en construcción o por iniciar obras.

En la siguiente tabla se muestran las plantas de energía eólica actuales en el país.

Tabla 1.2 Capacidad instalada de Energía Eólica en el país. . La energía renovable en CFE elemento fundamental para un desarrollo sustentable

<i>Proyecto</i>	<i>Ubicación</i>	<i>Esquema</i>	<i>Desarrollador</i>	<i>Turbinas</i>	<i>FOC</i>	<i>MW</i>
La Venta	Oaxaca	OPF	CFE	Vestas	1994	1.6
La Venta II	Oaxaca	OPF	CFE	Gamesa	2006	83.3
Parque ecológicos de México	Oaxaca	Autoabastecimiento	Iberdrola	Gamesa	2009	79.9
Eurus, 1st Phase	Oaxaca	Autoabastecimiento	Cemex/Acciona	Acciona	2009	37.5
Eurus, 2nd Phase	Oaxaca	Autoabastecimiento	Cemex/Acciona	Acciona	2010	212.5
Gobierno Baja California	Baja California	OPF	GBC/Turbo Power Services	Gamesa	2010	10
Bii N ee Stipa I	Oaxaca	Autoabastecimiento	Cisa-Gamesa	Games a	2010	26.35
La Mata-La Ventosa	Oaxaca	Autoabastecimiento	Eléctrica del Valle de México (EDF-EN)	Clipper	2010	67.5
Fuerza Eólica del Istmo	Oaxaca	Autoabastecimiento	Peñoles	Clipper	2010/2011	50
La Venta III	Oaxaca	PIE	CFE/Iberdrola	Games a	2011	101
Oaxaca I	Oaxaca	PIE	CFE/EYRA	Vestas	2010	101
Oaxaca II y III y IV	Oaxaca	PIE	CFE/Acciona	Acciona	2011/2012	304.2
Los Vergeles	Tamaulipas	Autoabastecimiento	GSEER	Siemens	2011	161
Total						1,168



Figura 1.e Ubicación de los lugares con potencial de la Energía Eólica en México. La energía renovable en CFE elemento fundamental para un desarrollo sustentable.

Energía Solar

La principal energía renovable del mundo, es la solar (radiación infrarroja y ultravioleta). El potencial de energía solar en México es uno de los más altos del mundo, aproximadamente, tres cuartas partes del territorio nacional son zonas con insolación media: 5 kWh/m² al día.



Figura 1.f En este esquema se puede observar las zonas de mayor y menor producción anual de radiación solar global diaria en el país. La energía renovable en CFE elemento fundamental para un desarrollo sustentable.

El intervalo de radiación solar global diaria promedio mensual en México se puede observar en el siguiente gráfico.

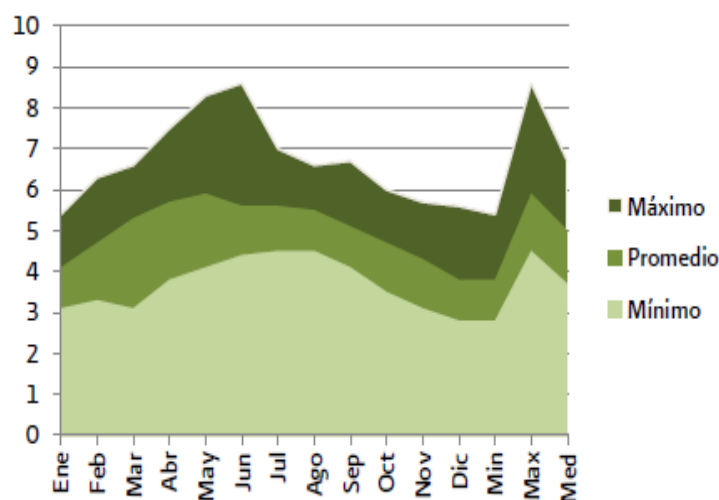


Figura 1.g Intervalo de Irradiación solar global diaria promedio mensual en México (kWh/m²). Fuente:SENER con información de la CONUEE.

La distribución de insolación (periodo en que la radiación solar calienta la superficie terrestre en el país contempla la cantidad promedio de los días despejados y nublados para cada región; así se tiene que el noreste y norte del país (Sonora, Chihuahua y Baja California) presentan la mayor insolación, la cual va disminuyendo hacia la altiplanicie, siendo más notoria la reducción en el sureste y en la costa del Golfo de México (por la gran cantidad de días nublados) ⁽⁶⁾.

Nuestro país se encuentra rezagado en esta materia en comparación con países como Brasil, China o Israel. Para 2010 el área total instalada fue de 272,580 m² y acumulada de 1,665 502 m² con una radiación solar promedio de 20,880 kJ/m²-día, obteniendo 4.79 PJ de calor útil. Para el periodo de 2011 a Febrero de 2012 el área total instalada es de 332,580 m² y acumulada de 2.1 millones de m² ⁽⁷⁾.

Energía Fotovoltaica

En 2011, la capacidad total instalada de sistemas fotovoltaicos fue de 32 MW, principalmente para la electrificación rural, suministro de energía en el sector residencial, bombeo de agua, en los sectores comerciales e industrial (para iluminación de exteriores, alimentación de sistemas de emergencia, etc.)

A partir de la publicación de los instrumentos regulatorios que facilitan la interconexión de sistemas fotovoltaicos conectados a la red eléctrica, la CFE registro una capacidad adicional instalada de estos sistemas en pequeña y mediana escala por 3.48 MW, en el periodo 2010-2011. Se estima que la capacidad total en febrero del 2012 sea de 40 MW.

Biomasa

Para México, el uso tradicional de la leña aporta el 3% de la oferta interna y el 28% de la energía consumida por el sector residencial en México. Se estima que este combustible es usado por alrededor de una cuarta parte de la población, por medio de fogones tradicionales. La capacidad instalada en Agosto de 2010 fue de 459 MW, la capacidad actual (Febrero de 2012) es de 504 MW.

El potencial de la biomasa va mucho más allá del limitado aprovechamiento que se hace de ella en la actualidad. Se calcula que el potencial total es de entre 3000 y 4500 PJ/año. Este potencial se divide en combustibles de madera (provenientes de bosques naturales o de plantaciones, o subproductos de la extracción forestal y la industria maderera), agrocombustibles y biogases de rellenos sanitarios. A partir de este potencial sería posible, de manera sustentable:

- Satisfacer las necesidades de energía de cocción y calefacción de la población que actualmente usa leña, por medio de estufas mejoradas.
- Producir carbón vegetal para uso doméstico, pequeños comercios y también para sustituir el uso de coque en la industria siderúrgica.
- Generar aproximadamente 50,000 GWh de electricidad al año a partir de madera en pequeñas centrales eléctricas (20 % de la demanda nacional de electricidad).
- Producir bioetanol y biodiesel para satisfacer hasta el 10 % de la demanda de gasolina y el 5 % de la demanda de diesel, respectivamente.

Con la excepción de la producción de biocombustibles, todas estas opciones son actualmente económicamente factibles, en la medida en que se valoren sus ventajas, en cuanto a reducción de impactos en salud por el uso de fogones tradicionales, y reducción de la deforestación por manejo forestal sustentable⁽⁸⁾.

1.3 NORMATIVIDAD

En la mayoría de los países existen leyes, normativas y recomendaciones que afectan a múltiples aspectos relacionados con el diseño, construcción, funcionamiento y mantenimiento de los colectores térmicos solares.

Debido a esto algunos de los documentos normativos sobre los requisitos generales y los métodos de ensayo aplicable a los colectores solares térmicos se describen de manera muy general a continuación:

1.3.1. Normas Internacionales

NORMA EN12975-1:2006 (E)

La capacidad operativa y la larga duración de los colectores solares dependen de la elección correcta de los materiales apropiados. Las pruebas de los materiales, incluidas las pruebas de envejecimiento acelerado, y la predicción de la vida útil es muy importante para el desarrollo de nuevos colectores. La caja colectora debe ser hermética para evitar la penetración del agua de lluvia. La construcción del colector debe garantizar que no haya presión indebida que se acumule en la cubierta, incluso a la máxima temperatura de estancamiento del colector



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Los componentes y los materiales del colector deben ser capaces de soportar las cargas mecánicas resultante del calentamiento y el enfriamiento del colector, así como a las condiciones climáticas exteriores del ambiente. Para la protección ambiental el fluido de transferencia de calor utilizado no debe ser tóxico, gravemente irritante a la piel humana o a los ojos, o contaminante del agua y debe ser completamente biodegradable.

1.3.2. Normas Mexicanas

NMX-ES-001-NORMEX-2005

La presente Norma Mexicana es elaborada para disminuir el consumo de combustibles fósiles y su consecuente emisión de contaminantes, utilizando la radiación solar como fuente alterna de energía primaria, para calentamiento de agua de uso sanitario.

Esta norma establece los métodos de prueba para determinar el rendimiento térmico y las características de funcionalidad de los colectores solares que utilizan como fluido de trabajo agua, comercializados en los Estados Unidos Mexicanos.

Esta Norma aplica a los colectores solares que proporcionen únicamente agua caliente en fase líquida.

NMX-ES-004-NORMEX-2010.

Esta Norma Mexicana establece el método de ensayo (prueba) para evaluar y comparar el comportamiento térmico de sistemas de calentamiento de agua solar, principalmente para uso doméstico hasta una capacidad máxima de 500 litros y hasta una temperatura máxima de 90°C como dominio de temperaturas de agua caliente.

La presente Norma Mexicana se aplica a los sistemas solares domésticos para el calentamiento de agua que funcionan mediante: Circulación natural o termosifónicos; y Circulación forzada.

CAPÍTULO 2

COLECTORES SOLARES





CAPITULO 2. COLECTORES SOLARES

El calentamiento solar de agua para consumo doméstico como alternativa para sustituir los calentadores tradicionales (eléctricos, gas, etc.) es una opción atractiva, si se toma en cuenta las bajas temperaturas necesitadas (50°C a 70°C), además, desde el punto de vista de ahorro energético es la opción más favorable, ya que en estos sistemas, la fuente de calor es la radiación solar, la cual sustituye los combustibles fósiles o la electricidad.

Los colectores de energía solar son tipos especiales de intercambiadores de calor que transforman la energía de la radiación solar en energía interna del medio de transporte. El componente importante de cualquier sistema solar es el colector. Este es un dispositivo que absorbe la radiación solar entrante, la convierte en calor, y transfiere el calor a un fluido (normalmente aire, agua o aceite) que fluye a través del colector. La energía solar recogida es transportada desde el fluido circundante directamente al agua caliente o equipo de acondicionamiento de espacio o para un tanque de almacenamiento de energía térmica, de la que se puede extraer para su uso por la noche o en días nublados.

Hay básicamente dos tipos de colectores solares: no concentrador o estacionario y concentrador. Un colector no concentrador tiene la misma área para interceptar y absorber la radiación solar mientras, que en un concentrador para el seguimiento del sol el colector tiene generalmente superficies cóncavas reflectantes para interceptar y enfocar la radiación del sol a un área más pequeña de recepción, lo que aumenta el flujo de radiación. Los colectores concentradores son adecuados para aplicaciones de alta temperatura. Los colectores solares también se pueden distinguir por el tipo de líquido de transferencia de calor utilizado (agua, anticongelante líquido, aire o aceite de transferencia de calor) y si están cubiertos o no. Hay un gran número de colectores solares que están disponibles en el mercado.

Sistemas solares de calentamiento de agua

Tal vez la aplicación más popular de los sistemas solares de calentamiento de agua es doméstica. La popularidad de estos sistemas se basa en el hecho de que los sistemas solares de calentamiento de agua son relativamente sencillos y generalmente viables. Esta categoría de sistemas solares pertenece a las aplicaciones de calor de baja temperatura.

Un calentador solar de agua está compuesto por un sistema de paneles solares, un sistema de transferencia de energía, y un tanque de almacenamiento. La parte principal de un calentador solar de agua es el sistema de paneles solares, que absorbe la radiación solar y la convierte en calor. Este calor es absorbido por un fluido de transferencia de calor (agua, anticongelante líquido o aire) que pasa a través del colector. Este calor puede ser almacenado o utilizado directamente.

Debido a que las partes del sistema de energía solar están expuestas a las condiciones climáticas, se deben proteger de la congelación y recalentamiento, que es causado por los niveles altos de insolación, durante los periodos de baja demanda de energía.

Hay dos tipos de sistemas solares de calentamiento de agua disponibles:

Sistemas de bucle abierto o directo, en la que el agua potable se calienta directamente en el colector.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Indirectos o sistemas de bucle cerrado, en el que se calienta agua potable indirectamente por un fluido de transferencia de calor que se calienta en el colector y pasa a través de un intercambiador de calor para transferir el calor al agua de uso doméstico o servicio.

Los sistemas difieren también con respecto a la forma en que se transporta el fluido de transferencia de calor:

- Naturales (o pasivo)
- Circulación forzada (o activo)

El rendimiento de los colectores solares

El rendimiento térmico de los colectores solares se puede determinar mediante el análisis detallado de las características óptimas y térmicas de los materiales y el diseño del colector, o por pruebas de rendimiento experimental bajo condiciones controladas. Debe tenerse en cuenta que la exactitud del análisis de transferencia de calor depende de las incertidumbres en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor, lo cual es difícil de lograr, debido a las condiciones de frontera no uniforme de temperatura que existe en los colectores solares. Dicho análisis se lleva a cabo normalmente durante el desarrollo de prototipos, que luego son probados bajo condiciones ambientales definidas. En general, la verificación experimental de las características de los colectores es necesaria y debe hacerse en todos los modelos de colectores fabricados. En algunos países, la comercialización de los colectores solares sólo se permite después de la prueba y se emiten certificados de laboratorios certificados para proteger a los clientes. Una serie de normas que describen los procedimientos de prueba para el rendimiento térmico del colector solar son: ISO 9806-1: 1994 (ISO, 1994) Y La Norma ANSI/ASHRAE 93:2003 (ANSI/ASHRAE, 2003).

Estos se pueden utilizar para evaluar el rendimiento de colectores solares planos y de concentración. El rendimiento térmico de un colector solar se determina en parte por la obtención de valores de eficiencia instantánea para diferentes combinaciones de radiación incidente, la temperatura ambiente y la temperatura de entrada del fluido. Esto requiere de una medición experimental de la tasa de radiación solar incidente que cae en el colector solar, así como la velocidad de adición de energía al fluido de transferencia que pasa a través del colector, todo ello en condiciones de estado estacionario o casi estado estacionario. Además, la prueba debe ser realizada para determinar las características térmicas transitorias del colector. La variación del estado de equilibrio, la eficiencia térmica con los ángulos de incidencia entre el rayo directo y la normal a la abertura del colector en diversas posiciones del sol son necesarios.

Clasificación de los colectores solares

Los colectores solares se pueden clasificar en base a varios parámetros. La primera de ellas puede ser en función del fluido térmico que utiliza. Los colectores pueden utilizar un líquido o un gas para transferir el calor. Los líquidos más frecuentes son el agua, una disolución anticongelante o un aceite térmico. El gas que se suele utilizar como fluido térmico es el aire.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Otra clasificación es por el rango de temperatura de trabajo, que va íntimamente relacionado con los componentes básicos que compongan el colector.

Fundamentalmente existen tres tipos de colectores solares: planos, de vacío y de concentración.

2.1 Colectores de Baja Temperatura

Colector solar de placa plana

Un colector solar es un tipo de intercambiador de calor que transforma la energía radiante del sol en calor. A diferencia de un intercambiador de calor donde hay un fluido que cede calor a otro, en un colector solar la energía proveniente del sol se transfiere a un fluido.

Los colectores solares captan la radiación solar y la aprovechan, transformándola en calor para transferirlo a un fluido que puede ser líquido o gaseoso como el agua y el aire respectivamente.

En bajas temperaturas, los colectores solares más comunes son los colectores planos. Entre sus aplicaciones más frecuentes se tienen: el calentamiento de agua para uso doméstico y albercas, acondicionamiento de espacios interiores y calentamiento de aire para secado solar de frutas y granos.

El principio físico que rige la transferencia de calor en el interior de los colectores solares planos es el efecto invernadero, que tiene lugar cuando la radiación solar incidente atraviesa la cubierta transparente del colector y queda atrapado en el interior del mismo. El efecto invernadero tiene lugar en el interior de los colectores solares planos al incidir sobre ellos la radiación solar, haciéndose transparentes a la radiación de onda corta, correspondiente a la radiación solar, y opacos a la radiación de onda larga, que se corresponde con emisiones de energía en forma de calor (infrarrojo). De este modo, cuando la mayor parte de la radiación solar atraviesa el vidrio, una parte es reflejada por la placa absorbidora, volviendo a incidir sobre el vidrio, pero por su cara interior, y siendo conducida, de nuevo, hacia la placa absorbidora.

Además de propiciar el efecto invernadero, la cubierta de los colectores solares planos protege al absorbedor de la interperie y minimiza las pérdidas de calor por convección debidas a la acción del viento.

Los colectores solares de placa plana se pueden clasificar de esta forma:

Colectores de baja temperatura de trabajo (alcanza un máximo de 50°C). Estos están formados únicamente por el convertidor (también denominado absorbedor), por el circuito de fluido térmico, por el aislamiento térmico y por la caja que contiene todos los componentes. Este tipo de colector también recibe el nombre de captador solar plano no protegido.

Colectores de media temperatura (alcanza un máximo de 90 °C). Estos colectores, además de incluir todos los componentes del colector de baja temperatura, se les añaden una cubierta transparente para limitar las pérdidas por convección y una parte de las de radiación. Además se incrementa el efecto invernadero dentro del colector. Gracias a esto se consiguen alcanzar mayores temperaturas en el seno del fluido.

Colectores de alta temperatura (hasta 150°C como máximo). La siguiente evolución en los colectores consiste en añadir otra cubierta entre la anterior y el convertidor y hacer vacío entre las dos. Así se consigue un mayor aislamiento de entre el exterior y el interior y que se alcancen temperaturas aun mayores debido a la disminución de pérdidas de calor por convección.

Las principales características a tener en cuenta en la elección de un colector solar plano son las siguientes:

- Durabilidad y rendimiento. Hay que conseguir un producto que posea un buen rendimiento energético que se mantenga durante el tiempo de vida de la instalación.
- Facilidad de montaje y manipulación. De este modo, es posible reducir en gran medida los costos de mano de obra de instalación.
- Garantía y servicio post-venta del fabricante.

Ventajas

Las ventajas de los colectores solares planos con respecto a los colectores concentradores, por las que son apropiados para las aplicaciones anteriores, son: utilizan tanto la radiación directa como la difusa, no requieren movimiento continuo para dar seguimiento al Sol, requieren poco mantenimiento y son de construcción más simple que un colector concentrador.

Principales componentes de un colector solar de placa plana.

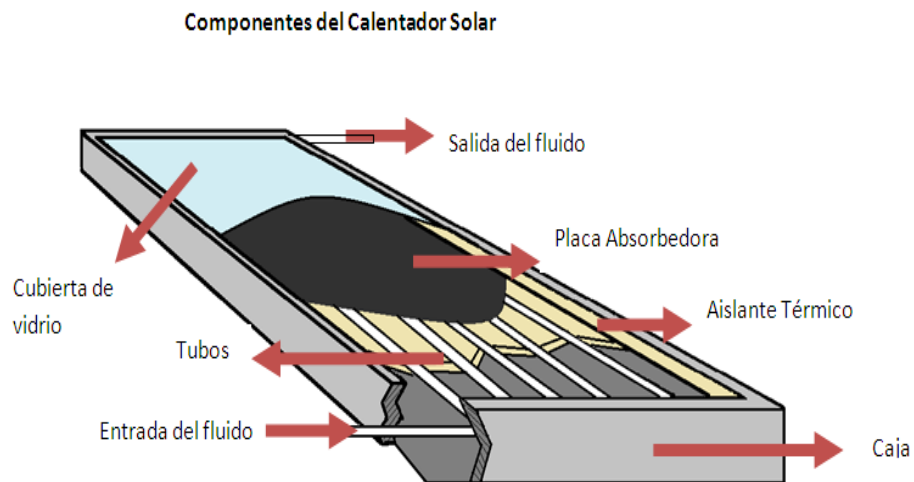


Figura 2.a Colector Solar de Placa Plana y sus Principales Componentes.

a) La cubierta transparente.

Debe tratarse de un material que sea transparente a la radiación solar incidente y opaco a la radiación de onda larga emitida por el absorbedor, de modo que se pueda producir el efecto invernadero en el interior del colector solar. Al mismo tiempo, reduce las pérdidas del colector hacia el ambiente provocada por los mecanismos de radiación y convección.

Las principales características de la cubierta de los colectores solares planos deben ser las siguientes:

- *Durabilidad*: que propicie una larga vida del producto y resista los agentes atmosféricos y las variaciones de temperatura en el colector. Buena capacidad de aislamiento, de modo que minimice la emisión de energía desde el colector hacia el exterior.
- *Protección*: para que se proteja a los elementos que se encuentran en el interior del colector.
- *Alta absorptividad y baja reflectividad*: de modo que la mayor parte de la radiación incidente pueda ser transferida en forma de calor al fluido de trabajo.

En los primeros años de la tecnología solar térmica las cubiertas de los colectores planos se fabricaban en plástico o en cristal delgado con alto contenido en hierro. En cuanto a los materiales plásticos, solía emplearse el polimetilmetacrilato.

Los principales inconvenientes de este tipo de cubiertas son:

- *Baja absorptividad* en los cristales que no poseen unos índices adecuados de bajo contenido en hierro.
- *Fracturas y daños en la superficie*, debidos a los esfuerzos mecánicos y térmicos por dilataciones, producidos principalmente en las cubiertas de plástico.

Actualmente, la mayor parte de los fabricantes emplean cristales templados de bajo contenido en hierro, de modo que las propiedades de resistencia mecánica de los materiales templados añaden unas magníficas fracciones de absorptividad de los materiales con bajo contenido en hierro.

La cubierta transparente requiere, para que no disminuya su rendimiento, de una limpieza periódica de su superficie exterior, que permita eliminar la suciedad exterior que pueda depositarse sobre la cubierta del colector.

En ocasiones pueden producirse deposiciones en la superficie interior de los colectores, producidas principalmente por condensación del vapor de agua o por el desprendimiento de gases desde el aislamiento. El desprendimiento de gases debe evitarse totalmente, empleando aislamientos que no desprendan gases por efecto de la temperatura en el interior del colector. En cuanto a la condensación, su efecto debe disminuirse mediante el empleo de taladros u otros dispositivos de aireación en el marco del colector.

b) El aislamiento.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



La función principal del aislamiento en un colector solar plano es reducir las pérdidas de calor al exterior. En consecuencia, hay que proveer aislamiento en todas aquellas zonas del captador que no necesiten ser transparentes a la radiación solar, es decir, los laterales y el fondo.

Algunos de los materiales que se utilizan son la lana de roca las espumas de poliuretano y las resinas de melamina. Para seleccionar adecuadamente el aislamiento a emplear en un colector solar plano deben tenerse en cuenta dos características principales: *el coeficiente de aislamiento y la temperatura de trabajo máxima.*

La elección de un material con un alto coeficiente de aislamiento (baja conductividad) supone una mayor reducción de pérdidas para un espesor predeterminado.

Obtener un aislamiento que sea capaz de soportar la máxima temperatura que se pueda generar en un colector, cuando se encuentre en condiciones de estancamiento, es de vital importancia para la durabilidad del aislamiento del captador y para la permanencia del rendimiento energético del colector con el tiempo.

El efecto de la sobret temperatura es de particular importancia en el aislamiento en la parte posterior del colector, que suele encontrarse muy proxima al absorbedor, y en algunos casos, como ocurre en los aislamientos de poliuretano, se degrada rápidamente con temperaturas superiores a los 140°C.

Al mismo tiempo, es muy importante que el aislamiento no emita gases por efecto de la temperatura, que pueda ensuciar la parte interior del vidrio del colector.

Otra cualidad que debe preverse al elegir el aislamiento es que sea hidrófobo, de modo que no pueda provocar una disminución en sus propiedades de aislamiento por absorción de la humedad del ambiente.

De especial interés es el sellado entre las diferentes capas de aislamiento, de modo que se eviten puentes térmicos en el interior del colector. Para ello, habra que utilizar adhesivos que no sufran con la elevada temperatura y no degraden el aislamiento.

c) El absorbedor.

El absorbedor es el elemento encargado de recoger la radiación solar y transferir el calor, de forma eficiente, al fluido de trabajo que circula por el interior del colector solar. Al mismo tiempo, el fluido caloportador debe estar confinado en el interior del colector, y conducido de forma que recorra la mayor parte de la superficie absorbedora.

Los primeros desarrollos de colectores solares planos solían utilizar chapas de acero inoxidable electrosoldadas, que dejaban en su interior una serie de canales por los que circulaba el fluido caloportador. Con este tipo de configuración se aumenta considerablemente el rendimiento del equipo, pues se favorece el régimen turbulento de circulación en el interior del colector. Pero se presentaba el inconveniente de una elevada pérdida de carga y de no poder soportar presiones medias en el interior de la parrilla del colector.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Con el paso del tiempo se avanzó hacia la construcción de circuitos de tuberías interiores de cobre, siendo esta configuración la más empleada actualmente por la mayoría de los fabricantes. Es posible disponer cobre en los circuitos de tuberías que discurren por el interior del captador cuando el fluido caloportador tenga un pH comprendido entre 7.2 y 7.6. No debe emplearse hierro y, en caso de que se utilice aluminio, será necesario emplear un inhibidor de los iones cobre y hierro.

En esta tecnología se distinguen, principalmente, dos tipos de configuraciones: parrilla de tubos o serpentines (captadores en meandro). La configuración más empleada es la de parrilla de tubos verticales dispuestos paralelamente entre sí.

Una de las ventajas principales de esta configuración es la facilidad para ser dispuesta en captadores que trabajen según un principio de circulación natural o termosifón. Los absorbedores en serpentina o meandro presentan la particularidad de lograr un mayor calentamiento de cada partícula fluida, que recorre en su totalidad la superficie absorbidora, a costa de una mayor pérdida de carga en el interior del colector, que limitará el número de equipos que puedan conectarse en paralelo.

La superficie absorbente (banda absorbidora) debe recibir un tratamiento que facilite la absorción de la radiación incidente sobre ella. Es un elemento fundamental a la hora de definir las características de un colector plano. Para facilitar la absorción de la radiación solar se trata a la superficie absorbente, que suele ser metálica, realizada en cobre o aluminio, con sustancias que la recubren y favorecen la absorción de la radiación en el rango de longitudes de onda en que se presenta la mayor parte de la radiación solar.

En función del tipo de tratamiento realizado, los colectores solares planos se clasifican en colectores *con y sin tratamiento selectivo*. De este modo, los absorbedores pueden ser tratados con pinturas negras especiales para aplicaciones solares o con tratamientos selectivos, que proporcionan una alta absorción en longitudes de onda corta y una baja emisividad en longitudes de onda larga.

Debido a la propiedad que tienen los metales de reflejar la luz en un rango de longitudes de onda muy amplio, los absorbedores metálicos deben estar provistos de un tratamiento que absorba la radiación solar, de manera muy importante, en el rango de longitudes de onda en que la energía solar alcanza sus valores máximos. En consecuencia, en los primeros tiempos de la tecnología solar, los colectores solares térmicos recibían un tratamiento con pintura negra. Pero, al mismo tiempo, hay que considerar que lo que caracteriza a un buen tratamiento selectivo es una alta absorción de la radiación solar y una baja emisión de calor por radiación, en la zona de los infrarrojos.

Estas dos regiones se presentan a longitudes de onda muy diferente, de modo que puede emplearse un material que actúe como filtro en la zona de emisiones de calor, evitando las pérdidas, y que sea muy transparente en la zona del espectro donde se encuentra la radiación solar. En concreto, en un cuerpo a 200°C, el 99% del calor emitido por radiación lo hace a unas longitudes de onda superiores a los 25 μm . Así se puede prescribir como tratamiento de la banda absorbadora un material que absorba, con un alto grado de eficiencia, la radiación solar por debajo de los 2.5 μm y que, al mismo tiempo, reduzca de forma muy eficiente, las pérdidas de calor por radiación no deseadas.

La capacidad de separar estas dos funciones, es decir, de absorber, de modo importante, la radiación solar y de minimizar las pérdidas de calor por radiación es lo que se conoce como *tratamiento selectivo*. Este comportamiento puede describirse en función de dos parámetros, la absorptividad y la emisividad, como puede apreciarse en la siguiente tabla en la que aparecen estos valores para los diferentes tipos de tratamiento que se emplean en la actualidad y que se han ido desarrollando principalmente en los últimos años:

Producto	Tratamiento	Absorbedor	Absortividad	Emisividad
<i>Cromo negro</i>	Cromo negro sobre níquel	Cobre	0.95	0.12
<i>Maxorb</i>	Níquel negro	Aluminio	0.97	0.11
<i>Black Crystal</i>	Níquel	Cobre	0.95	0.10
<i>Sun Strip New</i>	Níquel	Aluminio	0.95	0.10
<i>Tinox</i>	Tinox	Cobre	0.95	0.05
<i>Sunselect</i>	Óxido de Titanio	Cobre	0.95	0.05

Tabla 2.1 Características de distintos tratamientos selectivos.

d) Caja hermética.

La misión de la caja o carcasa es la de contener todos los elementos que forman el colector solar, y dar rigidez al mismo, permitiendo que el colector sea fijado a una estructura soporte para su correcta fijación. Debe estar realizada en un material que soporte la acción de los agentes atmosféricos y de la radiación solar, impidiendo su rápido deterioro con el paso del tiempo.

En los primeros tiempos de la energía solar térmica se emplearon como materiales el aluminio, el acero galvanizado y la fibra de vidrio reforzada (GRP).

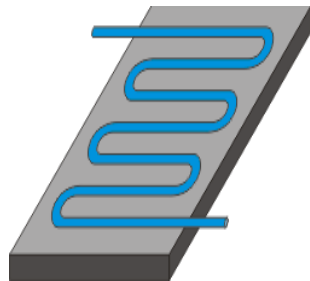
En la actualidad, la mayor parte de los fabricantes de equipos solares emplean aluminio anodizado para formar la caja del colector.

La conexión de la caja con el cristal debe realizarse mediante el empleo de materiales que posean propiedades elásticas, no degradables por los agentes atmosféricos, y que permitan absorber las dilataciones del material metálico y de la cubierta transparente, garantizando la estanqueidad del colector solar.

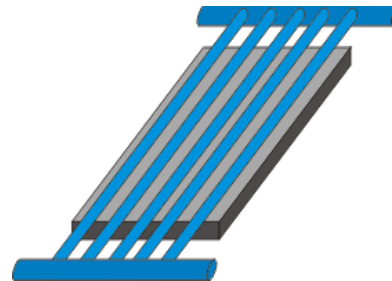
En el interior de la caja se encuentran los tubos por los que circula un líquido que transporta calor. Existe un gran número de diferentes configuraciones de los tubos internos en los colectores de placa plana.

Los colectores tradicionales de serpentina o los de tubos paralelos, consisten en varios tubos de cobre orientados en forma vertical con respecto al colector y en contacto con una placa de color oscuro, generalmente esta placa es metálica aunque en algunos casos puede ser de plástico o algún otro material.

En los casos de colectores de tubos paralelos, se colocan tubos de mayor sección en la parte inferior y superior, para asistir a la extracción de agua caliente y al ingreso de agua fría para su calefacción.



a) Colector de serpentina



b) Colector de tubos paralelos

Figura 2.b Colectores con tubos en serpentina y tubos en paralelo

e) Cabezales de alimentación y descarga de agua

Es la tubería que sirve como entrada y/o salida de agua a los tubos en la placa absorbente.

f) Tanques de almacenamiento

Existen varios tipos de tanques de almacenamiento para agua caliente. Los más utilizados frecuentemente con colectores de placa plana en sistemas nuevos son los sistemas integrados, donde los tanques de almacenamiento son montados junto con los colectores, generalmente sobre el techo. Los tanques son ubicados sobre los colectores para aprovechar el efecto termosifón.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Otros sistemas que se utilizan con los colectores de placa plana, aunque menos populares, son los sistemas forzados, en los cuales un tanque a la presión de cañería es ubicado a nivel del suelo y el colector en el techo. En estos sistemas una bomba de agua es activada cuando brilla el sol y el agua fría circula atravesando el colector, los sistemas forzados son más caros que los sistemas integrados o de gravedad, y necesitan electricidad para accionar la bomba de circulación de agua.

Características esenciales de los colectores solares de placa plana.

Un captador solar de calidad requiere de una serie de características mínimas que debe cumplir, independientemente de la curva de homologación que haya recibido por parte del organismo certificador, y que se describe a continuación:

- a) La cubierta transparente debe ser de vidrio, preferentemente templado, de bajo contenido de hierro y de espesor no inferior a 3mm.
- b) El captador presentará, al menos, un orificio de ventilación. Con un diámetro no inferior a 4mm, situado en la parte inferior, que permita eliminar la presencia de condensaciones en la superficie inferior del vidrio.
- c) Se emplearán, preferiblemente, captadores con una única cubierta de vidrio.
- d) El diseño de la carcasa debe permitir que se elimine fácilmente la posible existencia de agua en el interior del captador, que pueda degradar el aislamiento y el absorbedor.
- e) Durabilidad que permita un funcionamiento correcto del captador solar por un periodo de tiempo superior a los 20 años. Será especialmente importante prestar una particular atención a la degradación del absorbedor por envejecimiento, en la actualidad, algunos laboratorios, como SPF (Suiza) e ISF Fraunhofer (Alemania), realizan ensayos de envejecimiento si el fabricante así lo requiere.

Instalación del campo de colectores solares

Al plantearse la problemática de dónde y de que forma instalar el campo de captadores solares, hay que seguir una serie de normas muy sencillas. Es muy importante que primen, sobre todo, los siguientes factores: máxima insolación, para conseguir el mayor rendimiento posible, seguridad de montaje y sujeción, para asegurar la fijación de los captadores solares en la instalación y evitar su desprendimiento ante acciones externas, y cercanía al depósito de acumulación, para evitar pérdidas innecesarias.

Para conseguir que se aproveche al máximo la energía solar disponible en la instalación es recomendable cumplir los requisitos establecidos anteriormente.

Colectores de tubos de vacío

Los colectores de tubo de vacío se encuentran entre los tipos de colectores solares más eficientes y más costosos. Estos colectores se aprovechan al máximo en aplicaciones que requieren temperaturas moderadas, entre 50°C-95°C (y 70°C en climas muy fríos).

Los tubos de vacío suponen un concepto distinto: se reduce la superficie captadora a cambio de unas pérdidas caloríficas menores. El tubo captador se coloca dentro de tubos al vacío, por tanto con unas pérdidas caloríficas por convección despreciables. Estos tubos presentan el mismo aspecto que un tubo fluorescente tradicional, pero de color oscuro. Los paneles se forman con varios de estos tubos montados en una estructura de peine.

Las ventajas de este sistema son su mayor aislamiento (lo que lo hace especialmente indicado para climas muy fríos o de montaña), y su mayor flexibilidad de colocación, ya que usualmente permite una variación de unos 20° sobre su inclinación ideal sin pérdida de rendimiento. Además los costes de fabricación son mucho menores que las placas tradicionales al no utilizar cobre, solo cristal.



Figura 2.c Calentador con Tubos de Vacío.

2.2 Concentradores

Colectores solares de concentración

Los colectores solares de concentración son colectores solares cóncavos proyectados para optimizar la concentración de la energía solar en un punto bien determinado. Son eficaces solo con la luz solar directa, ya que tiene que seguir el movimiento del sol.

Este modelo de colector, que puede alcanzar altas temperaturas, es una elección lógica para generadores solares o para hornos de altísimas temperaturas (más de 4000°C). El costo y la realización del equipo de seguimiento del sol y su construcción determinan que sea poco práctico.

Concentrador de canal parabólico

Los concentradores del tipo parabólico sólo aprovechan la radiación directa que viene del sol, cuentan con un arreglo de espejos en forma de cilindro parabólico.

El sistema de plato o disco parabólico se compone de reflectores parabólicos en forma de plato, el motor Stirling situado en el foco del plato y el generador de la energía eléctrica. Durante el día los platos solares se dirigen automáticamente hacia el sol y reflejan la radiación del sol hacia el motor Stirling. Por medio de platos parabólicos con el factor de relación de concentración de alrededor de 2000, el foco alcanza una temperatura de 700°C y las presiones de los fluidos de trabajo son de 200 bar.



Figura 2.d El concentrador tipo canal parabólico solo aprovecha la radiación directa del sol.

Los platos parabólicos tienen un diámetro de 5-10 m, y la superficie de 40-120 m². La superficie reflectante de platos parabólicos está hecha de aluminio o de plata sobre el vidrio o el plástico. El mejor rendimiento se encontró en los espejos de plata sobre el vidrio, con un espesor de alrededor de 1 mm. Con el fin de mejorar la reflexión es deseable que el vidrio contenga cierto porcentaje de hierro. Los espejos de plata sobre el vidrio contienen cierto porcentaje de hierro. Los espejos de plata sobre el vidrio con hierro tienen reflectancia solar de 90 a 94%.

La potencia del sistema de antena parabólico individual es entre 5 y 50 KW. La representación esquemática del disco parabólico-motor Stirling se muestra en la figura. 3.

En el motor Stirling el calor de radiación solar concentrado es convertido en trabajo mecánico. El motor Stirling está conectado a un generador de energía eléctrica. La eficiencia del motor Stirling del sistema de plato parabólico es de 30%.

En la siguiente tabla se muestran las plantas en donde se utilizan concentradores de canal parabólico en el mundo.

Tabla 2.2 Plantas instaladas a nivel mundial que utilizan concentradores de canal parabólico.

Nombre	País	Capacidad (MW)	Localización	Notas
Sistemas de Generación de Energía Solar	E.U	354	Desierto de Mojave, California.	9 unidades
Estación Generadora Solana	E.U	280	Gila Bend, Arizona.	Terminada en Octubre de 2013, con 6 hrs de almacenamiento de energía
Estación de Energía Solar Solaben	España	200	Logrosán	Solaben 3 completado en junio 2012. Solaben 2 completado en Octubre de 2012. Solaben 1 y 6 completado en Septiembre del 2013.
Estación de Energía Solar Solnova	España	150	Sanlúcar la Mayor	Solnova 1 completada en mayo de 2010. Solnova 3 completada en Mayo de 2010. Solnova 4 completada en Agosto de 2010.
Estación de Energía solar Andasol	España	150	Guadix	Andasol 1 completada en 2008 con almacenamiento de 7.5 horas de energía térmica. Andasol 2 completada en 2009. Andasol 3 completada en 2011.
Estación de energía solar Extresol	España	150	Torre de San Miguel Sesmero	Extresol 1 completada en Febrero de 2010, con 7.5 horas de energía térmica. Extresol 2 completada en diciembre de 2010. Extresol 3 completada en Agosto de 2012.
Estación de Energía Solar Palma del Río	España	100	Palma del Río	Palma del Río 2 completada en Diciembre de 2010. Palma del Río 1 completada en Julio de 2011.
Central Eléctrica Manchasol	España	100	Alcázar de San Juan	Manchasol 1 completada en Enero de 2011, con 7.5 horas de almacenamiento de calor. Manchasol 2 completada en Abril de 2011.
Central Eléctrica Valle Solar	España	100	San José del Valle	Terminada en Diciembre de 2011, con 7.5 horas de almacenamiento de calor.
Estación de Energía Solar Helioenergy	España	100	Écija	Helioenergy 1 completada en Septiembre de 2011. Helioenergy 2 completada en Enero de 2012.

Continuación de la Tabla 2.2

Nombre	País	Capacidad (MW)	Localización	Notas
Estación de Energía Solar Aste	España	100	Alcázar de San Juan	Aste 1A completada en Enero de 2012, con 8 horas de almacenamiento de calor. Aste 1B completada en Enero de 2012.
Estación de Energía Solar Solacor	España	100	El Carpio	Solacor 1 completada en Febrero de 2012. Solacor 2 completada en Marzo de 2012.
Estación de Energía Solar Helios	España	100	Puerto Lápice	Helio 1 completada en Mayo de 2012. Helios 2 completada en Agosto de 2012.
Shams	Emiratos Árabes Unidos	100	Abu Dhabi Madinat Zayad	Shams 1 completado en Marzo de 2013.
Estación de Energía Solar Termosol	España	100	Navalvillar de Pela	Termosol 1 y 2 ambos completados en 2013.
Nevada Solar 1	E.U.	64	Ciudad Boulder ,Nevada	En funcionamiento desde 2007.
Planta de Energía Solar Térmica Puerto Llano	España	50	Puerto Llano, Ciudad Real	Terminada en Mayo de 2009.
Alvarado 1	España	50	Badajoz	Terminada en Julio de 2009.
La Florida	España	50	Alvarado (Badajoz)	Terminada en julio de 2010.
Majadas de Tiétar	España	50	Caceres	Terminada en Agosto de 2010.
La Dehesa	España	50	La Garrovilla (Badajoz)	Terminada en Noviembre de 2010.
Lebrija-1	España	50	Lebrija	Terminada en Julio de 2011
Astexol 2	España	50	Badajoz	Terminada en Noviembre de 2011, con 7.5 horas de energía térmica.
Morón	España	50	Morón de la frontera	Terminada en Mayo de 2012
La Africana	España	50	Posada	Terminada en Julio de 2012, con un promedio de 7.5 horas de energía térmica.
Guzman	España	50	Palma del Río	Terminada en Julio de 2012
Olivenza 1	España	50	Olivenza	Terminada en Julio de 2012
Orellana	España	50	Orellana la vieja	Terminada en Agosto de 2012
Godawari Energía verde limitada	India	50	Nokh	2013
Termosolar Borges	España	22.5	Borges Blanques	Terminada en Diciembre de 2012

Tabla 2.2.1 Plantas de canal parabólico en construcción a nivel mundial:

Nombre	País	Capacidad (MW)	Localización	Finalización	Notas
Proyecto Solar Mojave	E.U.	280	Barstow, California	2014	
Proyecto de Energía Solar Génesis	E.U.	250	Blythe, California	2014	
Estación de Energía Solar Ouarzazate	Morocco	160	Ouarzazate	2015	Con 3 horas de almacenamiento de calor.
Solar 1 KaXu	Sudáfrica		Pofadder, Capa del norte	2014	Con 2.5 horas de almacenamiento de calor.
El Reboso 2+3	España	100	El Puebla del Rio, Sevilla.	2015	
Diwakar	India	100	Askandra	2014	Con 3 horas de almacenamiento de calor.
Proyecto de Energía Solar KVK	India	100	Askandra	2013	Con 4 horas de almacenamiento de calor.
Arenales PS	España	50	Moron de la Frontera, Sevilla.	2013	
Casablanca	España	50	Casablanca	2013	
Planta de Energía Enerstar Villena	España	50	Villena	2013	
Planta de Energía Solar Erdos	China	50	Bandera Hanggin	2013	
Planta Solar Megha	India	50	Anantapur	2013	
Bokpoort	Sudáfrica	50	Grobleshoot	2015	Con 9 horas de almacenamiento.
Solar 1 Gujarat	India	25	Kutch	2013	Con 9 horas de almacenamiento.
Planta de Energía Airlight.	Morocco	3	Ait Baha	2013	Con 12 horas de almacenamiento.

Torres de Potencia

La torre de potencia solar se compone de varios helióstatos, la torre con receptor situada en la parte superior con el fluido de trabajo y el generador de la energía eléctrica. Los helióstatos están formados por varios espejos planos que concentran la radiación del sol concentrada en el receptor. Cada heliostato tiene su propio mecanismo de seguimiento del sol a lo largo de dos ejes.



Figura 2.e Sistema de Torre Central “Gemasolar” en España

Los receptores están hechos de cerámica o de metales estables a altas temperaturas. El fluido de trabajo puede ser agua, sales fundidas, sodio líquido o aire. Bajo el esfuerzo del vapor y de las sales fundidas, el generador de vapor eléctrico convierte el trabajo mecánico en energía eléctrica que se da a continuación, a la rejilla electro-distributiva. El vapor de la turbina se condensa en un condensador, y a partir de entonces el condensado se bombea a la caldera donde recibe de nuevo el calor del receptor solar, y el ciclo se repite. En la figura 2.e se muestra la vista esquemática de una planta de torre de potencia.

En primer lugar la energía solar eleva el agua utilizada como fluido de trabajo. Sin embargo, hoy en día en E.U. las torres de potencia solar utilizan como fluido de trabajo principalmente sal de nitrato fundida que no es inflamable, no es tóxico, y es mejor como dispositivo de almacenamiento de calor, y es mejor almacenando el calor en comparación con el agua. En Europa las torres de potencia solar utilizan el aire como fluido de trabajo. Las torres de potencia solar son rentables y muy útiles si son de una potencia de 50 a 100 MW. En comparación con otras tecnologías CSP, las torres de potencia solar requieren de la mayor superficie por unidad de energía generada y la gran cantidad de agua. La eficiencia de torres de energía solar está influenciada por las características ópticas de los helióstatos, la limpieza del espejo, la precisión del sistema de seguimiento, etc.

Las torres de energía solar pueden operar en combinación con plantas que utilizan combustibles fósiles convencionales como el gas natural de ciclo combinado y las plantas Rankine carbón. En las plantas híbridas la energía solar se puede utilizar para reducir el uso de combustibles fósiles o para aumentar la potencia de entrada de la turbina de vapor.

Tabla 2.2.2 Torres de potencia que actualmente están en funcionamiento en el mundo:

Nombre	País	Capacidad (MW)	Localización	Notas
Torre de Energía Solar PS20	España	20	Sevilla	Terminado en Abril de 2009.
Gemasolar	España	19.9	Fuentes de Andalucía (Sevilla)	Terminada en Mayo de 2011, con 15 hrs de almacenamiento de calor.
Torre de Energía Solar PS10	España	11	Sevilla	Primera Torre Comercial del Mundo.
Planta de Energía Solar Delingha	China	10	Delingha	La fase 1 del proyecto terminado en Julio de 2013, previsto con un total de 50 MW.
Sierra Torre del Sol	E.U.	5	Lancaster, California.	Solamente opera la energía solar de América del Norte, terminada en Agosto de 2009.
Torre Térmica Solar Acme	India	2.5		Terminada en 2012.
Torre Solar Jülich	Alemania	1.5	Jülich	Terminado en Diciembre del 2008.
Torre Solar Beijing Badaling	China	1.5	Beijing	Terminada en Agosto de 2012.
Estación de Energía Solar Yanqing	China	1	Condado Yanking	Terminada en Agosto de 2010.

Tabla 2.2.2.1 Plantas de torres de potencia que están en construcción:

Nombre	País	Capacidad (MW)	Localización	Finalización	Notas
Centro de Energía Solar Ivanpah	E.U.	392	Condado de San Bernardino, California.	2013	Primera torre terminada
Kogan Creek Impulso Solar	Israel	121	Desierto del Negev	2017	
Proyecto de Energía Solar Media Luna	E.U.		Condado de Nye, Nevada.	2013/14	Con 10 horas de almacenamiento de calor.
Khi Solar 1	Sudafrica	50	Uppington	2014	Con 2 horas de almacenamiento de calor.
Jinshawan	China	27.5	China		Torre de aire ascendente.
Torre de Energía Solar Themis	Francia	1.4	Pyrénées-Orientales	2013	Planta de Energía Solar Híbrida/gas

Espejo Fresnel

Los reflectores de Fresnel se componen de un gran número de espejos planos que son más baratos que los espejos parabólicos. En la misma superficie se puede colocar más reflectores de Fresnel que en los espejos parabólicos.

Los reflectores de Fresnel se pueden utilizar en plantas de CSP de alta o pequeña capacidad.

Básicamente, la tecnología de LFR se basa en una serie de tiras de espejo lineal que concentra la luz en un receptor fijo montado en una torre lineal. El receptor es una cavidad lineal estacionaria, por lo general trapezoidal, que consiste en una serie de tubos tal como se muestra en la figura 2.f. El interior de la cavidad, externo a los tubos, contiene aire que no está en contacto con el ambiente. El agua que fluye a través de los tubos en el interior de la cavidad absorbe el calor de los rayos reflejados desde el campo LFR, que pasa a través de la cubierta de vidrio en el fondo de la cavidad trapezoidal. Por lo general, el agua entra en el tubo a alta presión y se calienta debido al flujo de calor incidente en los espejos reflectantes, como se muestra en la figura 2.g. La temperatura del fluido aumenta hasta que se alcanza la temperatura de saturación.

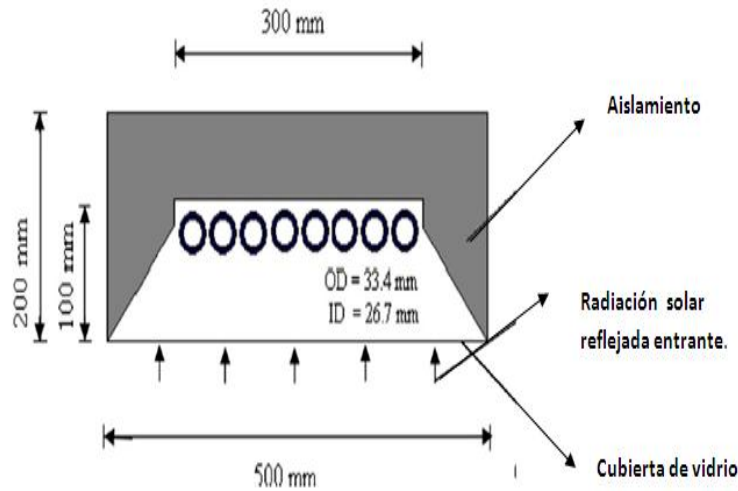


Figura 2.f.) Esbozo del receptor que consta de una cavidad lineal estacionaria generalmente trapecoidal

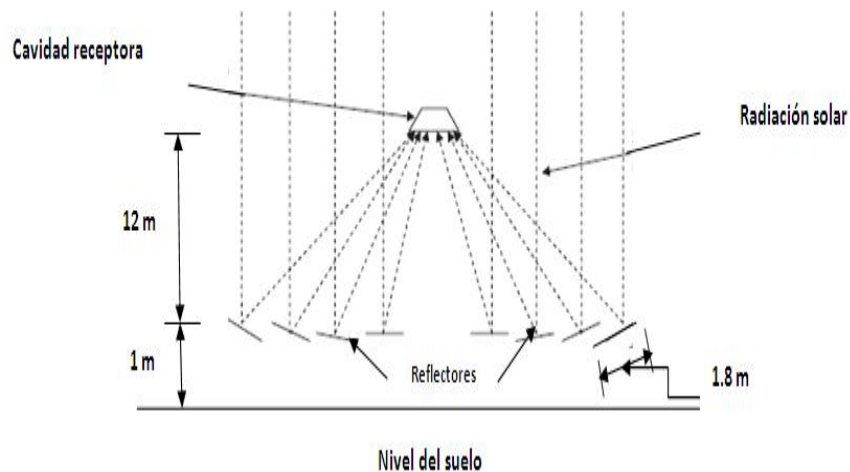


Figura 2.g) Configuración del colector

La región a partir de la entrada de la longitud a la cual la temperatura media del fluido alcanza la temperatura de saturación se llama región de flujo de la fase. Más allá de esta longitud de ebullición se lleva a cabo y los aumentos de calidad de vapor en esta región se denominan región de dos fases. Todo este proceso se denomina como flujo convectivo hirviendo o convección forzada hirviendo.

Tabla 2.2.2.2 Países con plantas con espejos fresnel en funcionamiento:

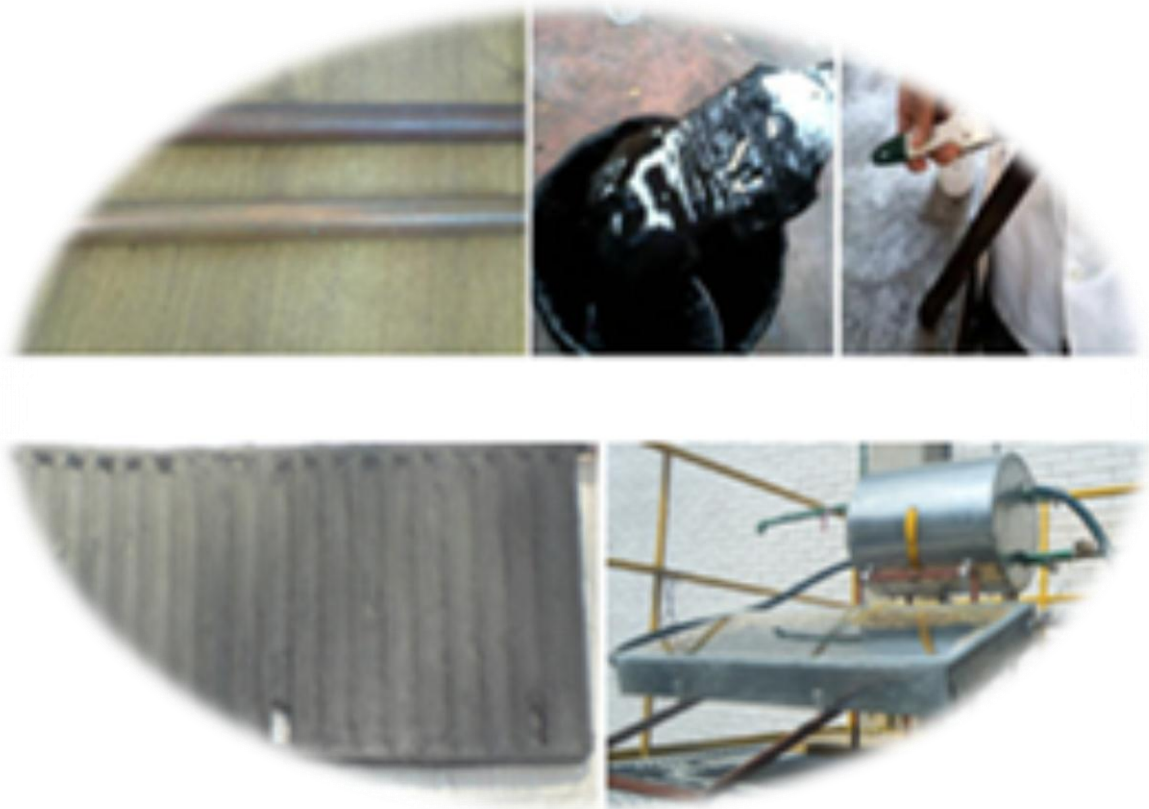
Nombre	País	Capacidad (MW)	Localización	Notas
Puerto Errado	España	31.4	Murcia	Puerto errado 1 terminado en Abril de 2009. Puerto errado 2 terminado en Febrero de 2012.
Planta de Energía Solar Térmica Kimberlina	E.U.	5	Bakersfield, California.	AREVA Solar, ex planta de demostración Ausra.
Estación de Energía Solar Liddell generador de vapor	Australia	9	Nueva Gales del Sur	Súper vapor equivalente eléctrico de la estación de carbón.
Central Eléctrica Augusting Fresnel Solar	Francia	0.25	Targassonne	Prototipo terminado en 2012, con 0.25 horas de de almacenamiento de energía térmica.

Tabla 2.2.2.3 Plantas de espejos fresnel bajo construcción

Nombre	País	Capacidad (MW)	Localización	Finalización	Notas
Dhursar	India	100		2014	
Kogan Creek Impulso Solar	Australia	44	Chinchilla	2013	
Alba Nova 1	Francia	12	Corsica	2013	Primera planta termosolar para servicios públicos en Francia.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN DEL CALENTADOR



CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA DE CONSTRUCCIÓN DEL CALENTADOR

El calentador que construimos es un calentador de placa plana con una cubierta de vidrio transparente, cuenta con un área total de 0.486 m^2 , los tubos por los que circula el fluido (agua) de trabajo son de cobre recubiertos de una placa absorbedora con un área de 0.3026 m^2 , tiene un ángulo de inclinación de 20° y maneja un flujo de $2.95 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ que en el siguiente capítulo se explica cómo se obtuvo.

Fabricación de la placa absorbedora

En la elaboración de la placa absorbedora se utilizó una formulación constituida por biomasa vegetal devolatilizada y adhesivo natural tipo II. La placa que se construyó tiene un área de absorción de 0.3 m^2 .



Figura 3.a Formulación para la placa absorbedora.

La placa absorbedora consta de 20 tubos de $1/2$ pulgada, estos tubos se pintaron con la formulación de la biomasa vegetal y los espacios entre los tubos también fueron rellenados con la misma mezcla para poder formar la placa.



Figura 3.b Placa absorbadora con el recubrimiento terminado.

Caja del Calentador y la Cubierta de Vidrio

En la construcción de la caja se utilizó lámina galvanizada, esta caja fue remachada y sellada con silicón para evitar pérdidas de calor, la entrada de aire que pudiera generar humedad dentro de la caja y humedecer el aislante.

Para reducir las pérdidas de calor de la placa se aisló la caja con 7 cm de fibra de vidrio en las partes laterales y la parte inferior de la misma. También se hicieron las respectivas perforaciones para posteriormente introducir los termómetros.

Por último se introdujo la placa a la cual se le colocaron 3 termómetros para tomar la temperatura de la misma y la caja se cubrió con un vidrio de 3mm de espesor y se selló con silicón.



Figura 3.c Placa instalada dentro de la caja del colector con sus respectivos 9 termómetros.



Figura 3.d Colector solar con la cubierta de vidrio pegada.

Tanque de Almacenamiento

El tanque de almacenamiento se fabricó de lámina de acero con una capacidad de 30 litros y se aisló con fibra de vidrio de 7.5 cm de espesor para evitar pérdidas de calor del agua caliente almacenada. Por último se cubrió con lámina galvanizada y se selló también con silicón.

Se colocaron 2 termómetros para poder registrar las temperaturas del agua tanto en la parte superior como en la parte inferior del tanque. También Se colocaron 4 boquillas una para alimentar el calentador, otra para alimentar el agua caliente que sale del calentador (salida del calentador) ,otra que sirve como dren del tanque y la última como la salida del agua caliente para el servicio.



Figura 3.e Tanque de almacenamiento con capacidad para 30 litros.



Figura 3.f Tanque de almacenamiento dentro de un recipiente de lámina galvanizada aislado con fibra de vidrio.



Figura 3.g Instalación del tanque de almacenamiento.

Para la instalación del calentador prototipo se colocó la placa dentro de la caja, se colocaron 3 termómetros en distintos puntos de la placa con la finalidad de registrar la temperatura de la misma. Se cubrió la caja con un vidrio de 3 mm de espesor. También se colocaron 4 termómetros para medir la temperatura del aire entre la placa y la cubierta de vidrio, en la cara interna del vidrio, en la cara externa del vidrio y en la parte inferior de la caja.

Se conectó el tanque al calentador usando mangueras y se colocaron 2 termómetros más, uno en la entrada del calentador y el otro en la salida del mismo. Por último se alimentó el tanque con la ayuda de un tanque de abastecimiento, además se agregó una válvula check que se debe cerrar una vez que el tanque está lleno de agua para garantizar que el tanque del calentador este a régimen permanente y evitar que el agua caliente circule hacia la tubería de alimentación.



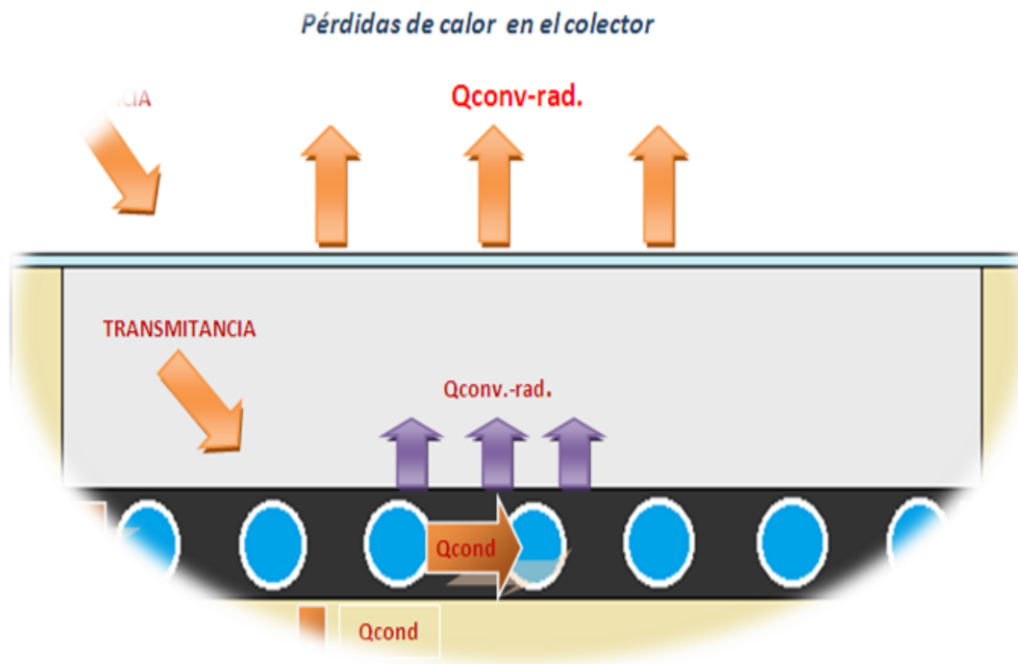
Figura 3.h Instalación completa del calentador.



Figura 3.i Tanque de alimentación para el calentador.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS TÉRMICO



CAPITULO 4 ANÁLISIS TÉRMICO

Antes de comenzar el análisis térmico para nuestro calentador de placa plana es importante explicar los diferentes mecanismos de transferencia de calor presentes en el sistema.

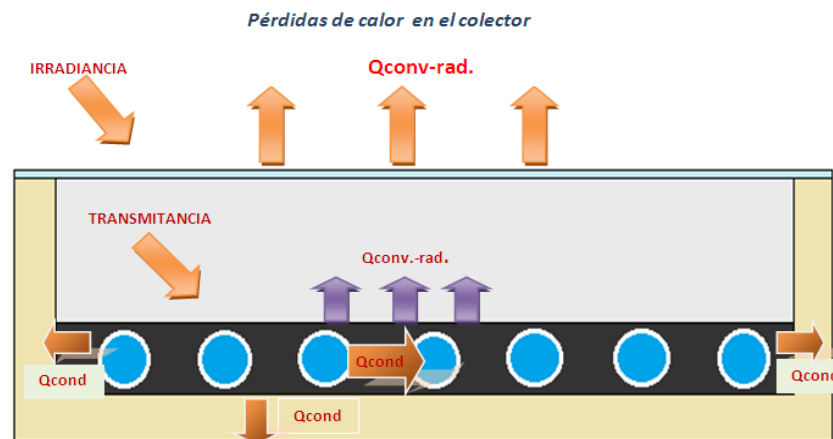


Figura 4.a Esquema de los 3 mecanismos de transferencia de calor presentes en el calentador solar.

Como se observa en la figura anterior de nuestro calentador la transferencia de calor sucede por medio de 3 mecanismos que son: conducción, convección y radiación, por lo tanto es muy importante explicar de manera general en qué consiste cada uno de ellos.

Conducción:

La conducción térmica consiste básicamente en la transferencia de calor por medio de colisiones de los átomos que forman la materia. Es decir debido al contacto entre dos superficies a diferentes temperaturas.

Convección:

La transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada.

Los datos de transferencia de calor por convección son correlacionados normalmente en términos de tres parámetros adimensionales: el número de Reynolds, el número de Nusselt y el número de Prandtl.

Radiación:

La radiación térmica es la energía emitida en forma de ondas electromagnéticas, como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos de las moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un medio para su propagación.

Una vez explicados los mecanismos de transferencia de calor otro factor importante a tomar en cuenta es la relación que existe en la transferencia de calor entre dos placas inclinadas a un ángulo dado sobre la horizontal.

En la figura 4.b se muestra una cavidad rectangular donde ocurre la convección libre, dos de las paredes opuestas se mantienen a diferentes temperaturas ($T_1 > T_2$), mientras que las paredes restantes se aíslan de los alrededores. El ángulo de inclinación entre las superficies caliente y fría y la horizontal se denota con la letra β . Para el caso específico de un colector solar plano, la transferencia de calor por convección natural en una cavidad rectangular inclinada se presenta entre el vidrio que forma la cubierta y la placa absorbidora con los tubos de agua, en ese caso la superficie a una temperatura T_1 , es la placa absorbidora y la cubierta de vidrio es la superficie a una temperatura T_2 .

La transferencia de calor por convección libre o natural es usualmente función de ciertos números adimensionales: el número de Nusselt (Nu), el número de Rayleigh (Ra), y el número de Prandtl (Pr).

Puede usarse también, el número de Grashof, que es el cociente del número de Rayleigh entre el número de Prandtl.

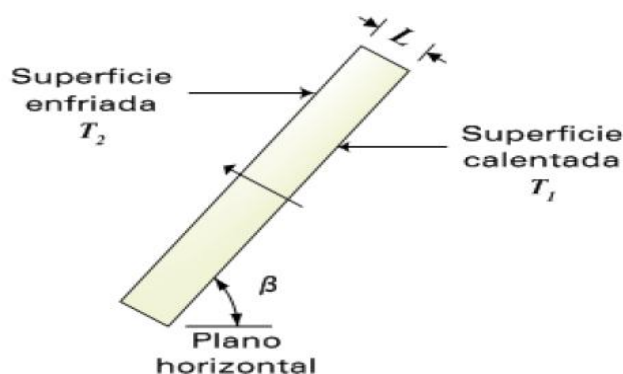


Figura 4.b Convección natural en una cavidad rectangular

Para placas planas paralelas, el número de Nusselt es la relación de la resistencia por conducción entre la resistencia de convección, es decir, $Nu = (L/k)/(l/h)$, así un número de Nusselt igual a la unidad representa conducción pura.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Números Adimensionales

Número adimensional: es un número que no tiene unidades físicas que lo definan y por lo tanto es puro. Los Números Adimensionales se definen como productos o cocientes de cantidades que si tienen unidades de tal forma que éstas se simplifican. Dependiendo de su valor estos números tienen un significado físico que caracteriza unas determinadas propiedades para algunos sistemas.

Número de Nusselt

El número de Nusselt (Nu) es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Así por ejemplo en transferencia de calor dentro de una cavidad por convección natural, cuando el número de Rayleigh es inferior a 1000 se considera que la transferencia de calor es únicamente por conducción y el número de Nusselt toma el valor de la unidad.

En cambio para números de Rayleigh superiores, la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y el número de Nusselt toma valores superiores.

El número de Nusselt se define como:

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}}$$

Donde:

L: longitud característica. Para formas complejas se define como el volumen del cuerpo dividido entre su área superficial.

k_f : Conductividad térmica del fluido

h: Coeficiente de transferencia de calor

Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo.

El número de Nusselt puede verse también como un gradiente adimensional de temperatura en la superficie.

Existen muchas correlaciones empíricas relacionadas en términos del número de Nusselt para por ejemplo placas planas, cilindros dentro de tuberías, etc., que evalúan generalmente el número de Nusselt medio en una superficie. Estas correlaciones tienen la forma de $Nu=f(\text{Número de Reynolds o Número de Rayleigh, Número de Prandtl})$.

Computacionalmente el número de Nusselt medio puede obtenerse integrando el número de Nusselt local en toda la superficie.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Numero de Prandtl

El número de Prandtl es un parámetro que relaciona los espesores de la velocidad y las capas límites térmicas, esta dado por:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/(\rho C_p)} = \frac{C_p \mu}{k}$$

Donde:

v : es la viscosidad cinemática

α : es la difusividad térmica

ρ : es la densidad del fluido

k : es la conductividad térmica del fluido

μ : es la viscosidad

C_p : es la capacidad calorífica del fluido a una presión constante.

La viscosidad cinemática v de un fluido revela información sobre la velocidad a la que el momentum puede difundirse a través del fluido debido al movimiento molecular. La difusividad térmica α revela información sobre la difusión de calor en el fluido. Por lo tanto, la razón entre estas dos cantidades expresa las magnitudes relativas de la difusión del momentum y del calor en el fluido.

Número de Grashof

El número de Grashof (Gr) es un número adimensional en mecánica de fluidos que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido. Se define como:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$$

En donde:

g : es la aceleración de la gravedad.

β : es el coeficiente de expansión térmica

T_s : es la temperatura de una superficie

T_∞ : es la temperatura ambiente



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



L: es una longitud característica

ν : es la viscosidad cinemática

El producto del número de Grashof y el número de Prandtl da como resultado el número de Rayleigh.

Número de Rayleigh

En mecánica de fluidos, el número de Rayleigh (Ra) es un número adimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido.

Cuando el número de Rayleigh está por debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción; cuando está por encima del valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por convección.

El número de Rayleigh es el producto del número de Grashof y el número de Prandtl. Para el caso de convección natural en una pared vertical el número de Rayleigh se define como:

$$Ra_x = Gr_x Pr = \frac{g\beta}{\nu\alpha} (T_p - T_\infty)L^3$$

En donde:

Ra_x : Es el número de Rayleigh asociado a un cierto punto x de la superficie sometida a estudio.

Gr_x : Es el número de Grashof asociado a un cierto punto x de la superficie sometida a estudio.

Pr: Es el número de Prandtl

g: Es la aceleración de la gravedad

L: Es la longitud característica, en este caso la distancia desde el inicio de la pared.

T_p : Es la temperatura de pared.

T_∞ : Es la temperatura del fluido alejado de la pared o corriente libre

ν : Es la viscosidad cinemática



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



α : Es la difusividad térmica

β : Es el coeficiente de expansión térmica

Las propiedades físicas del fluido (Pr , ν , α y β) se deben evaluar a la temperatura de la capa límite que se define como:

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2}$$

En muchas situaciones ingenieriles, el número de Rayleigh tiene valores alrededor de 10^6 - 10^8 . Generalmente la convección comienza para valores del número de Rayleigh mayores de mil, $Ra > 1000$, mientras que para $Ra < 10$ la transferencia de calor es completamente por conducción.

4.1 Comportamiento en Estado Estable

Modelado de un colector térmico solar de placa plana

Como se ha mencionado anteriormente el uso de los calentadores solares de agua mediante termosifón está creciendo gradualmente. Las razones principales para el uso creciente de estos dispositivos en climas soleados son: ausencia de contaminación ambiental, uso de fuente de energía interminable y gratuita del sol y que no contienen partes móviles. En la construcción de un calentador solar pueden utilizarse diversos materiales y presentar una gran variedad de configuraciones. Por lo tanto, se requiere un modelo que comprenda los fenómenos físicos involucrados en el comportamiento de esta variedad de sistemas térmicos solares, para determinar la configuración más adecuada en una aplicación particular y para mejorar el diseño una vez que se ha seleccionado la geometría apropiada. La combinación de trabajo experimental en laboratorio o en campo y el análisis teórico en modelos computacionales (prototipos virtuales) ha probado ser efectiva para acelerar la comprensión de los problemas y ha ayudado al decremento de los costos del desarrollo de nuevos procesos.

La configuración de un colector solar de placa plana (CSPP) es un factor importante que determina su comportamiento térmico. La mayoría de los CSPP, disponibles en el mercado son del tipo de tubos paralelos. Los tipos de serpentín (CTS) y de dos placas paralelas (CDPP) son menos comunes, aunque estas configuraciones son más convenientes desde un punto de vista térmico.

Normalmente, la radiación solar es absorbida por la placa absorbidora y transferida al fluido de trabajo. En algunas geometrías, la radiación es directamente absorbida por el fluido portador. En cualquier caso, parte de la energía absorbida es perdida hacia el ambiente por convección, conducción y radiación de onda larga (mayor de $5 \mu\text{m}$). La diferencia entre la radiación absorbida y las pérdidas hacia el medio ambiente es la energía útil absorbida por el fluido de trabajo.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Matrawy y Farkas (1997) justificaron una eficiencia mayor en los colectores de placas paralelas que en los calentadores de serpentín y de tubos paralelos (6% y 10%, respectivamente). Mientras menor es la temperatura de la placa absorbadora, mayor es la eficiencia del colector. Esto explica el hecho de que el colector solar de placas paralelas, en el cual la temperatura promedio de la placa absorbadora es menor comparada con las otras dos configuraciones, alcance mayores eficiencias. En los colectores de placas paralelas, dos placas paralelas están separadas unos 2 mm, en medio de las cuales circula el fluido portador, que enfría directamente la superficie total del absorbador. Por otro lado, en los CSPP y los de serpentín, la eficiencia de la unión del tubo con la placa representa una resistencia térmica que causa un aumento en la temperatura de placa y, consecuentemente, mayores pérdidas de calor hacia el medio ambiente.

La mayoría de la investigación tanto teórica como experimental sobre CSPP, está dirigida a sistemas de ciclo abierto, conocidos alternativamente como calentadores de agua solares termosifónicos directos. La configuración tradicional de estos dispositivos consiste de uno o dos colectores térmicos solares de placa plana colocados con cierta inclinación y un tanque cilíndrico de almacenamiento de agua caliente colocado horizontal o verticalmente de modo que el fondo del termotanque, de 200-250 litros para una familia de 4-6 miembros, se encuentre a mayor altura que la parte superior del colector.

Los modelos numéricos o prototipos virtuales deben ser lo suficientemente detallados de modo que contengan todos los fenómenos físicos dominantes y tan simples que nos permitan obtener resultados en un tiempo corto. Por lo tanto, el conjunto de ecuaciones gobernantes que describen la conservación de cantidades físicas (masa, calor y momentum, etc.) tiene que simplificarse mediante algunas suposiciones.

Duffie y Beckman (1991) desarrollaron un modelo para el comportamiento de colectores solares térmicos de placa plana que ha sido ampliamente utilizado para diseño y predicción. Se asume una transferencia de calor unidimensional desde el fondo del calentador hasta la cubierta superior de vidrio y al ambiente. La temperatura en la placa absorbadora, cubierta inferior y cubierta transparente superior se calcula para condiciones de estado estable, por analogía entre la transferencia de calor unidireccional y las redes eléctricas.

Se han realizado esfuerzos para desarrollar modelos que tomen en cuenta más complejidades físicas y geométricas, por ejemplo Schnieders (1997), Kamminga(1995), Isakson (1995), de Ron (1980), Fraisse y Plantier (2003) y Cadafalch (2009). La mayoría de ellos están basados en una extensión de la analogía eléctrica adoptada por Duffie y Beckman. Más aún, están restringidos a geometrías y materiales específicos y su generalización, para involucrar otros fenómenos como cambio de fase y transferencia de calor radiativo en medios participativos, es muy complicada. Estos modelos son corrientemente utilizados en paquetes computacionales de simulación como TRNSYS (1994) y T-sol (1999).

Con las mejoras en los algoritmos computacionales y las computadoras, ahora es posible modelar fenómenos y geometrías más complejos, con un razonable tiempo de computadora. De este modo, se han desarrollado modelos mejorados.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



En este capítulo se presenta un modelo numérico en estado estable unidimensional para colectores térmicos solares de placa plana que es de nuestro interés. El modelo permite el análisis de diferentes configuraciones y componentes, tales como cubiertas multicapas de vidrio, aislantes térmicos, capa de aire o de otro gas, y recubrimientos superficiales. Para obtener información de interés práctico, el dispositivo térmico solar es modelado siguiendo los procedimientos de pruebas virtuales, de acuerdo con los métodos de prueba experimentales descritos en los estándares Europeos e internacionales, descritos en EN12975 (2006), ISO9806-1 (1994), ISO9459-2 (1995) e ISO9459-5 (1996). La explicación está restringida a un colector solar de placa plana con una cubierta de vidrio, construido con materiales típicos.

El modelo

La geometría de un colector solar de placa plana puede verse como un conjunto de capas horizontales superpuestas, cada capa representado a uno de sus componentes. Un colector típico con una sola cubierta transparente, por ejemplo, puede tener los siguientes componentes: la cubierta inferior, el aislante inferior, la placa absorbedora, la capa de aire entre el absorbedor y la cubierta de vidrio y la cubierta transparente.

La transferencia de calor entre los componentes es esencialmente unidireccional. Debido a la influencia de las paredes laterales de la carcasa o debido a que algunos componentes pueden no ser uniformes, se presentan flujos de calor bidimensional y tridimensional. Sin embargo, el flujo de calor principal es en forma unidireccional.

Los flujos de calor de un componente a otro se presentan debido a convección, radiación térmica y conducción. Dentro de cada componente la energía puede ser removida o generada. Por ejemplo, el fluido de trabajo normalmente absorbe energía térmica de la placa absorbedora. Por otro lado, si durante la noche circula fluido más caliente por el absorbedor, puede considerarse como una generación de energía dentro de la placa absorbedora.

Las principales consideraciones son:

- El balance de calor considera al colector en estado estable
- La placa absorbedora es delgada e isotérmica
- La cubierta de vidrio es isotérmica
- Transferencia de calor unidimensional.
- Propiedades termofísicas dependientes de la temperatura.
- Transferencia de calor por conducción en las partes sólidas.
- Transferencia de calor por convección en el aire u otros fluidos, como el agua de trabajo.
- La distribución de flujo se considera uniforme a través de cada tubo.
- Las pérdidas de calor a través de las paredes laterales de la cubierta son evaluadas como pérdidas de calor de la placa absorbedora.
- Datos de condiciones ambientales dependientes del tiempo.
- Se considera a la radiación solar directa y difusa dependientes de la inclinación angular.

Comportamiento térmico de un colector solar de placa plana

Si G es la intensidad de la radiación solar, en W/m^2 , que incide sobre el plano del colector solar con un área A_c , en m^2 ; entonces, la cantidad de radiación solar recibida por el colector o calor entrante al captador (en W) puede expresarse mediante la siguiente ecuación

$$Q_e = GA_c \quad (4.1.0)$$

Sin embargo, una fracción de estas radiaciones es reflejada hacia la atmósfera. La cubierta transparente absorbe algunos componentes de la luz solar y deja pasar radiaciones de onda corta hacia la placa absorbidora. Por lo tanto, el porcentaje de la radiación solar, que atraviesa la cubierta transparente del colector y la fracción de radiación absorbida por ella, se consideran en un factor de conversión. Básicamente, este factor es el producto de la rapidez de transmitancia de la cubierta de vidrio y la rapidez de absorción de la placa absorbidora y puede expresarse como sigue:

$$Q_e = G(\tau\alpha)A_c \quad (4.1.1)$$

Donde: $\tau\alpha$ son los coeficientes de transmitancia de la cubierta transparente y de absorbancia de la placa absorbidora, respectivamente.

A medida que el colector absorbe radiación solar, su temperatura llega a ser mayor que la de los alrededores y transmite energía a la atmósfera por convección y radiación. La rapidez de pérdida de calor, Q_p , depende del coeficiente global de transferencia de calor, U_t , de la temperatura del colector, T_c y de la temperatura ambiente, T_a . La rapidez de pérdida de calor puede expresarse por la siguiente ecuación:

$$Q_p = A_c U_t (T_c - T_a) \quad (4.1.2)$$

Donde Q_p es el calor perdido, en W ; U_t es el coeficiente global de pérdidas de calor, en W/m^2 ; T_c es la temperatura promedio del colector, en K ; y T_a es la temperatura ambiente en K .

De modo que, la rapidez de extracción de energía útil del colector Q_u , bajo condiciones de estado estable, es proporcional a la rapidez de energía absorbida por el colector, menos la cantidad de calor transferida por el captador hacia los alrededores, lo que se expresa como sigue:

$$Q_u = Q_e - Q_p = A_c [G(\tau\alpha) - U_t(T_c - T_a)] \quad (4.1.3)$$

Donde Q_u es la energía útil ganada por el fluido de trabajo (agua, aire, etilén glicol, acetona, etc), en W .

La rapidez de extracción de calor de un colector puede ser medida mediante la cantidad de calor retirada por el fluido que pasa a través de él y puede expresarse como:

$$Q_u = mC_p(T_s - T_e) \quad (4.1.4)$$

Donde m es el flujo másico del fluido de trabajo o fluido portador, en Kg/s; C_p es el calor específico del fluido de trabajo, en J/kg K; T_e es la temperatura del fluido portador a la entrada del colector; y T_s es la temperatura del fluido de trabajo a la salida del captador solar.

La ecuación (4.1.2) es inapropiada debido a la dificultad para determinar la temperatura promedio del colector. Por lo tanto, se define una cantidad que relaciona la energía útil ganada de la superficie de un colector que está a la temperatura del fluido de entrada. Esta cantidad es conocida como factor de remoción de calor, F_R , que se expresa como:

$$F_R = \frac{mC_p(T_s - T_e)}{A_c[G(\tau\alpha) - U_t(T_e - T_a)]} \quad (4.1.5)$$

Cuando el colector tiene una temperatura igual a la del fluido entrante se obtiene la máxima ganancia posible de energía en un colector solar, porque las pérdidas de calor al medio ambiente son las mínimas posibles. El producto del factor de remoción de calor del colector y la ganancia máxima posible de energía da el calor útil ganado, permitiendo que la ecuación (4.1.2) se reescriba. Esta ecuación fue encontrada por Hottel-Whillier-Bliss:

$$Q_u = A_c F_R [G(\tau\alpha) - U_t(T_c - T_a)] \quad (4.1.6)$$

La eficiencia de un colector es la medida del comportamiento del colector, que se define como el cociente de la energía útil ganada, Q_u , y la energía solar incidente en un periodo particular de tiempo:

$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{A_c \int G dt} \quad (4.1.7)$$

Y la eficiencia térmica del colector es:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G} \quad (4.1.8)$$

Sustituyendo la ecuación (3.1.6) en (3.1.8), se tiene

$$\eta = \frac{F_R A_c [G \tau \alpha - U_L (T_e - T_a)]}{A_c G} \quad (4.1.9)$$

O bien separando términos

$$\eta = F_R \tau \alpha - F_R U_L \left(\frac{T_e - T_a}{G} \right) \quad (4.1.10)$$

La gráfica de la eficiencia contra $\left(\frac{T_e - T_a}{G} \right)$ es una línea recta, con ordenada al origen igual a $F_R \tau \alpha$ y pendiente igual a $F_R U_L$. Toda vez que la pendiente es una medida de la rapidez de pérdidas de calor al ambiente, una menor pendiente implica un colector solar más eficiente y viceversa.

Análisis térmico en estado estable de un colector solar de placa plana.

Para comenzar el análisis del colector solar es necesario calcular la temperatura de la cubierta de vidrio que cumpla con el estado estable, por la condición de continuidad, donde el flujo de calor de la placa a la cubierta de vidrio es igual al flujo de calor de la cubierta de vidrio al ambiente.

$$Q_{placa-vidrio} = Q_{vidrio-ambiente} \quad \text{ec. 4.1.11}$$

$$(h_{rpv} + h_{cpv}) * A = (h_{rva} + h_{cva}) * A \quad \text{ec. 4.1.12}$$

El cálculo de la temperatura de vidrio que cumpla con dicha condición es un procedimiento iterativo, considerando el área del absorbedor como el área del colector. Esta área es la misma para la transferencia de calor de la placa al vidrio y del vidrio al ambiente. Se procede como sigue:

1.-Teniendo la temperatura de placa y la temperatura ambiente, se propone una temperatura de vidrio que sería:

$$T_{vo} = T_{placa} - 20 \quad \text{ec. 4.1.13}$$

2.-Determinar las propiedades del aire, a una temperatura media entre la placa y el vidrio:

$$T_{aire} = \frac{T_{placa} + T_{vo}}{2} \quad \text{ec. 4.1.14}$$

$$k = (2.47663035 * 10^{-17} T^5 - 1.066657 * 10^{-13} T^4 + 1.173550643 * 10^{-10} T^3 - 1.4815235 * 10^{-7} T^2 + 1.2598485 * 10^{-4} T - 2.276501 * 10^{-3}) * 10^{-3} \rightarrow W/mK \quad \text{ec.4.1.15}$$

$$C_p = 0.1077024 * 10^{-12} T^4 - 0.4970786 * 10^{-9} T^3 + 0.7816818 * 10^{-6} T^2 - 0.284887 * 10^{-3} T + 0.103409 * 10^3 \rightarrow KJ/KgK \quad \text{ec. 4.1.16}$$



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



$$\mu = (-5.7971299 * 10^{-11}T^4 + 1.2349703 * 10^{-7}T^3 - 1.17635575 * 10^{-4}T^2 + 9.080125 * 10^{-2}T - 9.8601 * 10^{-1}) * 10^{-6} \rightarrow N \cdot s / m^2 \quad \text{ec. 4.1.17}$$

$$\rho = 1.1993 \rightarrow Kg / m^3 (\text{valor comunmente usado a condiciones estándar de presión y temperatura})$$

3.-Determinar el número de Grashof

$$Gr = \frac{D^3 \rho^2 g (T_{placa} - T_{vo}) \beta}{\mu^2} \quad \text{ec. 4.1.18}$$

Donde:

D: Es la longitud característica (Área/Perímetro)

ρ : Es la densidad del aire (Kg/m^3)

g: Es la aceleración de la gravedad (9.81 m/s^2)

β : Es el coeficiente de expansión volumétrica ($1/T$)

μ : Es la viscosidad del aire ($Kg/m \cdot s$)

4.-Determinar el número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad 4.1.19$$

Donde:

c_p : Es la capacidad calorífica del aire (J/KgK)

k: Es la conductividad térmica del aire (W/mK)

μ : Es la viscosidad del aire ($Kg/m \cdot s$)

5.-Determinar el número de Rayleigh

$$Ra = GrPr \quad 4.1.20$$

6.-Determinar el número de Nusselt

$$Nu = 0.54Ra^{1/4} \text{ para } 10^4 < Ra < 10^7$$

$$Nu = 0.15Ra^{1/3} \text{ para } 10^7 < Ra < 10^{11} \quad \text{ec. 4.1.21}$$

7.-Determinar el coeficiente convectivo

$$Nu = \frac{hd}{k} \rightarrow h_{cpv} = \frac{Nuk}{D} \quad \text{ec. 4.1.22}$$

8.-Determinar el coeficiente radiativo

$$h_{rpa} = \frac{\sigma(T_{placa}^2 + T_{vo}^2)(T_{placa} + T_{vo})}{\frac{1}{\varepsilon_{placa}} + \frac{1}{\varepsilon_{vidrio}} - 1} \quad \text{ec. 4.1.23}$$

Donde:

ε_{vidrio} : Es la emisividad del vidrio

σ : Es la constante de Stefan-Boltzman ($5.6704 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

Para estimar los coeficientes convectivo y radiativo de la transferencia de calor de la cubierta de vidrio al medio ambiente se:

9.-Determinar las propiedades del aire a temperatura ambiente

$$k = (2.47663035 \cdot 10^{-17}T^5 - 1.066657 \cdot 10^{-13}T^4 + 1.173550643 \cdot 10^{-10}T^3 - 1.4815235 \cdot 10^{-7}T^2 + 1.2598485 \cdot 10^{-4}T - 2.276501 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} \rightarrow W/mK \quad \text{ec.4.1.24}$$

$$Cp = 0.1077024 \cdot 10^{-12}T^4 - 0.4970786 \cdot 10^{-9}T^3 + 0.7816818 \cdot 10^{-6}T^2 - 0.284887 \cdot 10^{-3}T + 0.103409 \cdot 10^3 \rightarrow KJ/KgK \quad \text{ec. 4.1.25}$$

$$\mu = (-5.7971299 \cdot 10^{-11}T^4 + 1.2349703 \cdot 10^{-7}T^3 - 1.17635575 \cdot 10^{-4}T^2 + 9.080125 \cdot 10^{-2}T - 9.8601 \cdot 10^{-1}) \cdot 10^{-6} \rightarrow N \cdot s/m^2 \quad \text{ec. 4.1.26}$$



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



$$\rho = 1.1993 \rightarrow \text{Kg}/\text{m}^3 (\text{valor comunmente usado a condiciones estándar de presión y temperatura})$$

10.-Determinar el número de Grashof

10.-Determinar el número de Grashof

$$Gr = \frac{D^3 \rho^2 g \cos \theta (T_{vo} - T_{ambiente}) \beta}{\mu^2} \quad \text{ec. 4.1.27}$$

Donde:

θ : Es el ángulo de inclinación del colector.

11.-Determinar el número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad \text{ec.4.1.28}$$

12.-Determinar el número de Rayleigh

$$Ra = Gr Pr \quad \text{ec.4.1.29}$$

13.-Determinar el número de Nusselt

$$Nu = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \quad \text{ec. 4.1.30}$$

14.-Determinar el coeficiente convectivo

$$Nu = \frac{hd}{k} \rightarrow h_{cva} = \frac{Nuk}{D} \quad \text{ec. 4.1.31}$$

15.-Calcular la temperatura de cielo

$$T_{cielo} = 0.0552(T_{ambiente})^{1.5} \quad \text{ec. 4.1.32}$$

16.-Determinar el coeficiente radiativo

$$h_{rva} = \frac{\sigma \varepsilon (T_{\text{vidrio}}^4 - T_{\text{cielo}}^4)}{T_{\text{vidrio}} - T_{\text{ambiente}}} \quad \text{ec. 4.1.33}$$

17.-Determinar la nueva temperatura de vidrio

$$T_v = \frac{T_p(h_{rpv} + h_{cpv}) + T_a(h_{rva} + h_{cva})}{h_{rpv} + h_{cpv} + h_{rva} + h_{cva}} \quad \text{ec.4.1.34}$$

18.-Si la condición $|T_{vo} - T_v| = 1 \cdot 10^{-5}$ se cumple, T_v es la temperatura de vidrio que nos interesa. De no ser así, $T_v = T_{vo}$ y regresamos al paso 1 hasta que se cumpla la condición antes mencionada.

Cuando ya se tiene la temperatura de vidrio se puede calcular la eficiencia del colector, para esto es necesario calcular el coeficiente global de pérdidas de calor y el coeficiente de transferencia de calor hacia el fluido. El procedimiento para determinar la eficiencia se muestra a continuación.

19.- Calcular la temperatura media del agua

$$T_{\text{agua}} = \frac{T_{\text{salida}} + T_{\text{entrada}}}{2} \quad \text{ec. 4.1.35}$$

20.- Determinar las propiedades del agua a la temperatura media

$$k = -9.7319 \cdot 10^{-11}T^6 + 2.01085 \cdot 10^{-7}T^5 - 1.720604 \cdot 10^{-4}T^4 + 7.80478 \cdot 10^{-2}T^3 - 19.80407T^2 + 2.66844 \cdot 10^3T - 1.48848 \cdot 10^5 \rightarrow W/mK \quad \text{ec.4.1.36}$$

$$\rho = -6.287510^{-11}T^6 + 1.28262 \cdot 10^{-7}T^5 - 1.08797 \cdot 10^{-4}T^4 + 4.91235 \cdot 10^{-2}T^3 - 13.4562T^2 + 1.682296 \cdot 10^3T - 9.354728 \cdot 10^6 \rightarrow Kg/m^3 \quad \text{ec.4.1.37}$$

$$Cp = 2.3144 \cdot 10^{-10}T^6 - 4.9482 \cdot 10^{-7}T^5 + 4.39438 \cdot 10^{-4}T^4 - 0.2074977T^3 + 54.955801T^2 - 7.74264 \cdot 10^3T + 4.576429 \cdot 10^5 \rightarrow J/KgK \quad \text{ec. 4.1.38}$$

$$\mu = 2.4587 \cdot 10^{-9}T^6 - 5.117517 \cdot 10^{-6}T^5 + 4.43703 \cdot 10^{-3}T^4 - 2.051911T^3 + 534.05264T^2 - 7.422142 \cdot 10^4T + 4.307399 \cdot 10^6 \rightarrow N \cdot s/m^2 \quad \text{ec. 4.1.39}$$



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



21.-Calcular el número de Reynolds

$$Re = \frac{4\rho V}{\pi d\mu} \quad \text{ec. 4.1.40}$$

Donde:

V : Es el flujo volumétrico (m^3/s)

22.- Calcular el número de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p\mu}{k} \quad \text{ec. 4.1.41}$$

23.- Calcular el número de Nusselt

$$Nu = 0.0015 * Re^{0.75} Pr^{1/3} \quad \text{ec. 4.1.42}$$

24.- Calcular el coeficiente de transferencia de calor a partir de la ecuación del número de Nusselt.

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad \rightarrow \quad h_{fluido} = \frac{Nuk}{d} \quad \text{ec. 4.1.43}$$

25.- Calcular el coeficiente global de pérdidas de calor

$$U_L = \left[\frac{\text{espesor del vidrio}}{k_{\text{vidrio}}} + \left((h_{\text{rad.}(placa-vidrio)} + h_{\text{conv.}(placa-vidrio)})^{-1} + (h_{\text{rad.}(vidrio-ambiente)} + h_{\text{conv.}(vidrio-ambiente)})^{-1} \right) \right]^{-1} + \frac{k_{\text{aislante de los lados}} * \text{Perimetro} * \text{Altura del colector}}{\text{Área del colector}} + \frac{k_{\text{aislante de abajo}}}{L_{\text{aislante de a}}}$$

ec. 4.1.44

26.-Calcular el factor de eficiencia de la siguiente manera:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{\delta k_{placa}}} \quad \text{ec.4.1.45}$$

Donde:

δ : Es el espesor de la placa (m)

K_p : Es la conductividad térmica de la placa absorbadora (W/mK)

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{m(W-d)}{2}\right)}{\left(\frac{m(W-d)}{2}\right)} \quad \text{ec. 4.1.46}$$

Donde:

W: Es la distancia centro a centro de los tubos

$$F' = \frac{\left(\frac{1}{U}\right)}{W\left(\frac{1}{U(d+F(W-d))} + \frac{1}{\pi dh_{fluido}}\right)} \quad \text{ec.4.1.47}$$

$$F_R = \frac{mCp}{AU_L} \left[1 - \exp\left(\frac{-U_L A F'}{mCp}\right) \right] \quad \text{ac. 4.1.48}$$

Donde:

m: Es el flujo másico (Kg/s)

A: Es el área de la placa

27.- Calcular la eficiencia

$$\eta = \left[F_R * \left(\tau\alpha - U_L * \frac{(T_{entrada} - T_{ambiente})}{G} \right) \right] * 100$$

Donde:

$\tau\alpha$: Es el producto absortancia-emitancia (su valor se encuentra entre 0.8 y 0.9)

G: Es la radiación incidente (W/m²)

4.2 Coeficiente Convectivo del aire

Pérdidas de calor provocadas por el viento en la cubierta exterior de los colectores solares.

En el caso de nuestro calentador solar de placa plana la cubierta superior está expuesta al viento ya que se encuentra al aire libre, lo que provoca que parte del calor absorbido se pierda. Por lo que es necesario determinar la cantidad de calor cedido al ambiente por nuestro sistema ya que con esta información se puede mejorar el sistema de aislamiento para evitar esas pérdidas de calor y poder mantener nuestro fluido de trabajo caliente por más tiempo.

Para poder determinar la cantidad de calor que se pierde del calentador es necesario desarrollar una correlación que nos permita realizar el cálculo tomando en cuenta las variables que afectan directamente al coeficiente convectivo de transferencia de calor.

A continuación se muestran algunos experimentos realizados con los que se obtienen correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

Estos experimentos fueron realizados en lugares cerrados en donde fue necesario simular el viento por lo que las correlaciones se han desarrollado para el coeficiente de transferencia de calor del viento sobre superficies horizontales planas expuestas a flujo de aire forzado, producido por ventiladores industriales.

4.2.1 Modelos existentes

Existen diferentes modelos que nos permiten estimar el coeficiente de transferencia de calor por convección debido al viento en la cubierta de vidrio y son los que se explican a continuación:

Con el fin de predecir el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana, es necesario estimar el coeficiente de transferencia de calor por convección debido al viento en la cubierta exterior del colector. McAdams ⁽⁹⁾ proporciona la correlación que relaciona el coeficiente de convección a la velocidad del viento sobre la base de los datos de Jürges ⁽¹⁰⁾ para una superficie cuadrada de 0.5 m. La ecuación dimensional se da como

$$h_w = 5.7 + 3.8V_w \quad \text{ec. 4.2.1 (McAdams)}$$

Donde V_w es la velocidad del viento en m/s, y h_w es el coeficiente de transferencia de calor por convección en $W/m^2\text{°C}$. Sparrow ⁽¹¹⁾ obtiene resultados similares, mientras que en la realización de estudios en el túnel de viento en placas rectangulares en distintas orientaciones. Kowalski ⁽¹²⁾ observó que los coeficientes convectivos de transferencia de calor en esferas en un ambiente natural al aire libre, tienen una turbulencia 2 veces más intensa que el coeficiente obtenido en los experimentos del túnel de viento de baja turbulencia.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Recientemente ⁽¹³⁾ se ha llevado a cabo una investigación experimental detallada para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie superior de una placa rectangular de un tamaño de 122.0 cm x 81.3 cm y los resultados obtenidos son similares a los de Kowalski ⁽¹²⁾. Y se ha llegado a la conclusión de que los métodos basados en la intensidad de las pruebas del túnel de viento de baja turbulencia, menosprecian significativamente la transferencia de calor debido al flujo de viento en el medio ambiente natural. Por lo tanto propusieron la siguiente correlación, basándose en las observaciones experimentales:

$$h_w = (8.55 \pm 0.26) + (2.56 \pm 0.32)V_w \quad \text{ec. 4.2.2 (Sparrow)}$$

En la actualidad, el trabajo de investigación sobre el modelado térmico de colectores solares, en forma de caja está siendo llevada a cabo por nuestro grupo ⁽¹⁴⁻¹⁵⁾. La validación experimental también se lleva a cabo por medio de pruebas interiores donde se usan calentadores eléctricos para simular calefacción solar y grandes ventiladores industriales para simular el viento.

Por lo tanto, es imprescindible llevar a cabo estudios experimentales interiores que utilicen estos ventiladores para determinar el coeficiente de transmisión térmica del viento para la cubierta exterior de tales dispositivos. Los experimentos se han realizado sobre una superficie horizontal plana cuadrada, correspondiente a la cubierta de vidrio exterior de un horno solar tipo caja. Los experimentos también se han realizado en un tipo de cuenca destilador solar y del coeficiente de transferencia de calor del viento (aunque el objetivo principal era el modelado térmico del destilador solar). Todos los coeficientes de transferencia de calor por convección forzada reportados son valores corregidos, es decir después de la contabilidad para la transferencia de calor por radiación.

Arreglo experimental

El arreglo experimental utilizado para la simulación del flujo de aire sobre la cubierta superior de una cocina solar en forma de caja se compone de una placa de aluminio de 4 mm de espesor con un tamaño de 0,368 m². Cinco placas planas, calefactores eléctricos de 0.05mx 0,37 m, cada uno se fijo por debajo de la placa cuadrada para proporcionar un calentamiento uniforme a la placa a través de una fuente de alimentación eléctrica estable. La entrada de energía se mide mediante un vatímetro calibrado. Para reducir las pérdidas de calor a la parte inferior de la placa hasta un valor insignificante, la combinación placa más calentador se coloca sobre 0.16 m de espesor de aislamiento de lana de vidrio en una caja de madera. Por lo tanto, la profundidad de la caja era similar a la de una cocina solar de tipo caja. Un papel de aluminio brillante se pega cuidadosamente sobre la superficie exterior de la placa de aluminio para reducir la transferencia de calor radiativo a los alrededores. Con esta disposición, la pérdida de calor por radiación es entre 2.3 y 4.0% de la pérdida total de calor (dependiendo de la temperatura de la superficie, velocidad del viento, etc.)

Los diferentes valores de temperaturas de la superficie se obtuvieron mediante el ajuste de la fuente de alimentación de entrada a los calentadores eléctricos. Se utilizó un ventilador tubular de un H. P. de flujo axial para producir un flujo de aire forzado sobre la superficie. Se obtuvieron diferentes velocidades de viento mediante el control del suministro del aire del ventilador. Se utilizó un anemómetro con un sensor tipo helicóptero para la medición de la velocidad del viento. Los experimentos en el destilador solar se describen en el Apéndice.

En los experimentos, cada punto de datos se completó después de tener un número de horas para conseguir un muy buen estado de equilibrio. Al llegar a la condición de estado estacionario, se registraron las temperaturas de la superficie exterior de la cubierta y de la temperatura ambiente, la fuente de alimentación de entrada y la velocidad del viento. El coeficiente de transferencia de calor debido al viento se calculó mediante la relación:

$$h_w = \frac{W}{A(T_{cover} - T_a)} - h_r - U_{bottom} \quad \text{ec. 4.2.3}$$

Donde W es la fuente de alimentación de entrada (vatios), A es el área de la superficie de la cubierta exterior (m^2), T_{cover} y T_a son la temperatura de la cubierta exterior y la temperatura ambiente ($^{\circ}C$), respectivamente, h es el coeficiente de transferencia de calor por radiación y U_{bottom} es el coeficiente de transferencia de calor por conducción a través de la lana de vidrio.

Correlación del coeficiente de transferencia de calor del viento, h_w .

Los experimentos se llevaron a cabo a diferentes velocidades del aire y diferentes temperaturas de la superficie. Las pérdidas de conducción inferiores eran muy pequeñas por lo que estas se estimaron mediante procedimientos de cálculo estándar.

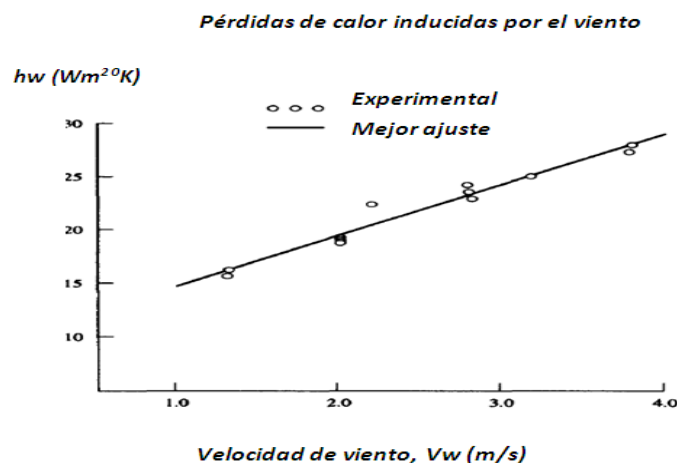


Figura 4.c) Variación de h_w con respecto a la velocidad del viento

También se aplica la corrección de radiación (de hecho, se midieron las temperaturas del techo instalado mediante un termopar como una precaución adicional). La figura 4.c representa los resultados para los coeficientes de transferencia de calor del viento a diferentes velocidades. La siguiente correlación lineal para h_w se obtiene por regresión de los datos experimentales.

$$h_w = 10.03 + 4.687V_w \quad \text{ec. 4.2.4 (Kowalski)}$$

La correlación (3.2.4) se ajusta a los valores experimentales de h_w con un error de 3.25%.

Discusión de Resultados

Al comparar los resultados reportados por McAdams ⁽¹⁾ con los obtenidos usando la correlación (4.2.4), se observa que los valores del coeficiente de transferencia de calor del viento, h_w , obtenidos con ventiladores industriales son más altos que los de McAdams. Los valores de h_w obtenidos mediante la prueba de túnel de viento habrían sido subestimaciones para nuestros experimentos sobre modelado térmico. Por lo tanto, se sugiere que los valores de h_w obtenidos en la prueba del túnel de viento no deben ser empleados en otras condiciones. En nuestros estudios experimentales de colectores solares, cocinas y alambiques, h_w se determinará en las mismas condiciones que en los experimentos con el equipo de estudio.

4.2.1.1 Cálculo de h_w

Los métodos anteriormente descritos para el cálculo de h_w solo aplican para los experimentos antes mencionados con sus condiciones ya establecidas, por lo que es necesario determinar una ecuación que permita calcular el coeficiente convectivo (h_w) para nuestro calentador de placa plana con las condiciones reales a las que está sujeto ya que se encuentra al aire libre.

Para el cálculo de h_w (ó $h_{con.v-a}$) de nuestro calentador se hace un balance a partir de la ecuación 4.1.11:

$$Q_{cpv} + Q_{rpv} = Q_{cv-viento} + Q_{rv-cielo}$$

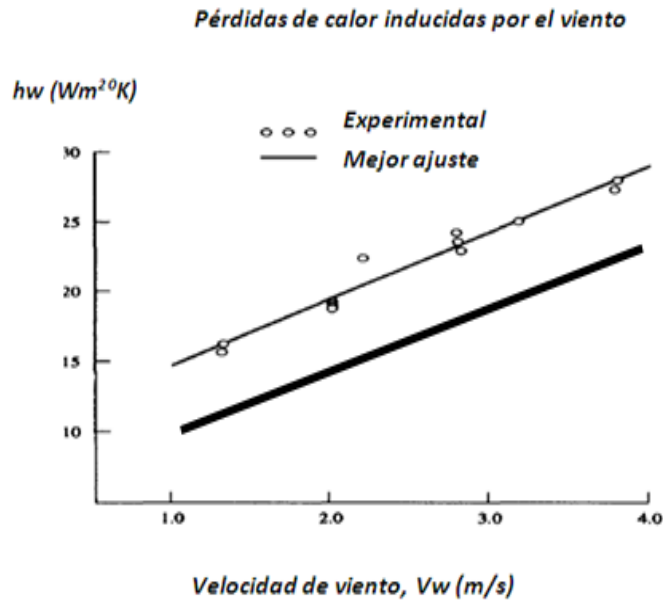
$$Q_{cv-viento} = Q_{cpv} + Q_{rpv} - Q_{rv-cielo}$$

$$h_{cv-viento}(T_v - T_a) = h_{cpv}(T_p - T_v) + h_{rpv}(T_p - T_v) - h_{rv-cielo}(T_v - T_s)$$

$$h_{cv-viento} = \left(\frac{h_{cpv}(T_p - T_v) + h_{rpv}(T_p - T_v) - h_{rv-cielo}(T_v - T_s)}{T_v - T_a} \right) \quad \text{ec.4.2.1.1}$$

Como se puede observar en la ecuación anterior las variables necesarias para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor son el coeficiente convectivo de la placa al vidrio (h_{cpv}), la temperatura de vidrio (T_v), la temperatura de placa (T_p), el coeficiente radiativo de la placa al vidrio (h_{rpv}), el coeficiente radiativo del vidrio al cielo ($h_{rv-cielo}$) y la temperatura de cielo (T_s) que se determina con la temperatura ambiente. Por tal motivo se tomaran en una bitácora los datos de las diferentes temperaturas de las partes del calentador.

Y una vez que se tengan todos esos datos se procederá a hacer una gráfica que relacione al coeficiente convectivo con la velocidad del viento como en la figura 4.c y se obtenga una gráfica similar, aunque cabe mencionar que se espera que los datos estén por debajo de los propuestos en la figura 4.c ya que las velocidades de viento son menores en comparación con la que genera un ventilador industrial.



Registro de temperaturas

Los registros se tomaron en un lapso de tiempo comprendido entre los meses de Agosto y Septiembre (2011 y 2012) en diferentes intervalos de tiempo (desde 5,10 20 y 30 minutos dependiendo del día, si estaba asoleado o nublado).



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Se anotaron las temperaturas en una bitácora con el siguiente formato:

<i>Fecha: 28/Agosto/2012 Hora de inicio:11:00 Hora de termino: 3:20</i>													
<i>t</i> <i>(minutos)</i>	<i>T₁</i>	<i>T₂</i>	<i>T₃</i>	<i>T₄</i>	<i>T₅</i>	<i>T₆</i>	<i>T₇</i>	<i>T₈</i>	<i>T₉</i>	<i>T₁₀</i>	<i>T₁₁</i>	<i>T_{amb.}</i>	<i>V_w</i>
0													
10													
20													
30													

Donde:

- | | |
|---|--|
| t: Tiempo en minutos | T₇: Temperatura de vidrio interno |
| T₁: Temperatura de entrada | T₈: Temperatura de placa |
| T₂: Temperatura de placa | T₉: Temperatura de salida |
| T₃: Temperatura del aire | T₁₀: Temperatura del agua fría |
| T₄: Temperatura del aislante | T₁₁: Temperatura del agua caliente |
| T₅: Temperatura de placa | T_{amb}: Temperatura ambiente |
| T₆: Temperatura de vidrio externo | V_w: Velocidad de viento |

El colector solar cuenta con nueve termómetros de vidrio (de T_1 a T_9), 3 están colocados en la placa absorbadora (T_2, T_5 y T_8), dos en la cubierta de vidrio, uno en la parte interna (T_7) y el otro en la parte externa (T_6), un termómetro esta en el aislante (T_4), uno de los termómetros está en la capa de aire entre la placa absorbadora y la cubierta de vidrio (T_3) y los últimos dos están en la entrada (T_1) y en la salida del colector (T_9).

Para el termostanque los termómetros que se utilizaron fueron metálicos con rosca para poder corregir y evitar fugas.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Lectura de la temperatura ambiente

Para la lectura de la temperatura ambiente se utilizó un anemómetro ya que este también permite calcular la velocidad del viento que es muy importante para los cálculos de las pérdidas de calor y el hw.

Determinación del flujo volumétrico

El flujo volumétrico es una variable muy importante en nuestro sistema y varía con la temperatura, ya que el fluido se mueve por medio del termosifón (es decir, por el cambio de la densidad del agua por efecto de la temperatura).

Para poder medir el flujo se tomaron en cuenta las temperaturas más altas en la placa y el termotanque, se desconectó la manguera que conecta a la salida del agua del colector y la entrada al termotanque, y con la ayuda de una probeta y un cronómetro se midió el tiempo que tardaba en llenarse 100 ml y así conocer el flujo volumétrico que es con el que se trabajará posteriormente.

La altura entre la salida del colector y la entrada al termotanque es de 30 cm en cualquier latitud y altitud (para evitar la circulación inversa, es decir que el fluido se enfríe en el colector, volviéndose más denso y retrocediendo hacia el depósito).

Tabla 4.1 Características físicas del calentador solar necesarias para realizar los cálculos de las pérdidas de calor.

Aceleración de la gravedad (m/s^2)	Espesor del aislante (m)
9.81	0.07
Altura del colector (m)	Espesor del vidrio (m)
0.1	0.003
Área del colector (m^2)	Espesor del aislante de los lados "L" (m)
0.486	0.07
Área de la Placa (m^2)	Emitancia-Transmitancia $\tau\alpha$
0.3026	0.8
Capacidad de Termotanque (Litros)	Factor de Eficiencia
30	0.9
Conductividad del vidrio (W/mK)	Flujo másico (Kg/s)
0.81	0.02906181
Conductividad del aislante lados (W/mK)	Flujo Volumétrico (m^3/s)
0.04	2.95E-05
Conductividad de la Placa (W/mK)	Longitud característica (m)
1.17	0.25
Conductividad del aislante (W/mK)	Largo de la Carcasa (m)
0.04	1.08
Constante de Stefan-Boltzman (W/m^2K^4)	Longitud de los tubos (m)
5.67×10^{-8}	0.3
Densidad del Aire (Kg/m^3)	Número de tubos
1.1993	20
Diámetro de los tubos (m)	Perímetro del colector (m)
0.0127	3.06
Distancia entre los tubos "W" (m)	Radiación disponible "G" (W/m^2)
0.05	800
Emisividad del Vidrio	π
0.92	3.1416
Emisividad de la Placa	0.75



CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE DATOS EXPERIMENTALES

hora de
termino: 3:20

	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11		
24	0	29	-	30	25.5	-	30	23	23	25	25	
25	0	36	-	36	35	-	39	30	23	26	25	
30	28	43	41	-	45	36	35	47	39	23	29	27.4
30	29	48	46	26	48	40	41	51	34	24	30	30
40	29	58	53	29	55	45	47	59	35	25	32	31.9
50	30	60	53	29	56	45	45	61	35	28	34	29.1
60	24	51	43	28	48	38	38	52	32	27	34	33
70	30	58	54	30	55	45	48	59	36	29	35	35.5
80	31	65	58	31.5	61	49	51	66	37	31	39	31.8
90	66	60	33	62	50	51	68	37	31	39		
100		61	33	65	51	53	72	39	32			
110				68	54	55	74					

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS DE DATOS EXPERIMENTALES

<i>Fecha: 28/Agosto/2012</i>													<i>Hora de inicio:11:00</i>		<i>Hora de termino: 3:20</i>	
<i>t</i>	<i>T1</i>	<i>T2</i>	<i>T3</i>	<i>T4</i>	<i>T5</i>	<i>T6</i>	<i>T7</i>	<i>T8</i>	<i>T9</i>	<i>T10</i>	<i>T11</i>	<i>Tamb.</i>	<i>Vw</i>			
0	24	0	29	-	30	25.5	-	30	23	23	25	25	0			
10	25	0	36	-	36	35	-	39	30	23	26	25	0.1			
20	28	43	41	-	45	36	35	47	39	23	29	27.4	0			
30	29	48	46	26	48	40	41	51	34	24	30	30	0			
40	29	58	53	29	55	45	47	59	35	25	32	31.9	0			
50	30	60	53	29	56	45	45	61	35	28	34	29.1	0.1			
60	24	51	43	28	48	38	38	52	32	27	34	33	0.2			
70	30	58	54	30	55	45	48	59	36	29	35	35.5	0.2			
80	31	65	58	31.5	61	49	51	66	37	31	39	31.3	0.4			
90	32	66	60	33	62	50	51	68	37	31	39	37	0			
100	32	70	61	33	65	51	53	72	39	32	39	36.5	0.3			
110	33	73	65	35	68	54	55	74	40	34	39	32.8	0.1			
120	34.5	74	65	35	68	54	56	76	40	35	40	32.8	0.2			
130	35	74	63	35.5	69	55	55	75	40	35	40	33.8	0.6			
140	36	76	62	36	70	55	56	77	42	36	41	34	0.8			
150	37	74	65	36	70	53	57	78	43	37	40	34	0.5			
160	38	75	68	36	71	55	58	79	44	37	40	36.1	0.4			
170	39	78	69	36	71	54	59	80	45	37	41	36.2	0.2			
180	40	77	64	36	71	52	54	80	45	37	42	32	0.4			
190	40	78	64	37	72	52	54	79	45	35	45	34.4	0.3			
200	42	80	70	38	74	55	60	83	48	38	45	34.8	0.5			
210	44	80	71	38	74	57	60	83	49	39	46	33.6	0.6			
220	44	80	70	38	74	56	61	84	49	40	46	37.4	0.2			
230	45	79	66	38	74	53	55	82	49	41	46	35	0.2			
240	45	73	62	36	68	50	52	75	48	40	46	32.6	0.4			
250	49	68	55	35	64	45	47	70	45	39	46	31	0.4			
260	45	72	67	36	68	52	57	76	50	40	47	32	0.5			

Tabla 5.1 Registro de temperaturas en un día soleado.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Con los datos de la tabla anterior a continuación se dará un ejemplo de cómo se calculo la pérdida de calor para un solo punto en específico y después se mostraran los resultados obtenidos de todo un día en una tabla.

Para la temperatura de la placa se toma el promedio de los tres termómetros (T_2, T_5 y T_8) ubicados en el calentador.

1.-Teniendo la temperatura de placa y la temperatura ambiente, se propone una temperatura de vidrio que sería:

$$T_{vo} = 57.33^{\circ}C - 20^{\circ}C = \mathbf{37.33^{\circ}C} \quad \text{ec. 3.1.13}$$

2.-Determinar las propiedades del aire, a una temperatura media entre la placa y el vidrio:

$$T_{aire} = \frac{57.33+37.33}{2} = 47.33^{\circ}C = \mathbf{320.48K} \quad \text{ec. 3.1.14}$$

$$k = (2.47663035 * 10^{-17}(320.48)^5 - 1.066657 * 10^{-13}(320.48)^4 + 1.173550643 * 10^{-10}(320.48)^3 - 1.4815235 * 10^{-7}(320.48)^2 + 1.2598485 * 10^{-4}(320.48) - 2.276501 * 10^{-3}) * 10^{-3} = \mathbf{0.027 W/mK} \quad \text{ec.3.1.15}$$

$$Cp = 0.1077024 * 10^{-12}(320.48)^4 - 0.4970786 * 10^{-9}(320.48)^3 + 0.7816818 * 10^{-6}(320.48)^2 - 0.284887 * 10^{-3}(320.48) + 0.103409 * 10^3 = \mathbf{1007.84 KJ/KgK} \quad \text{ec. 3.1.16}$$

$$\mu = (-5.7971299 * 10^{-11}(320.48)^4 + 1.2349703 * 10^{-7}(320.48)^3 - 1.17635575 * 10^{-4}(320.48)^2 + 9.080125 * 10^{-2}(320.48) - 9.8601 * 10^{-1}) * 10^{-6} = \mathbf{1.94E - 05 N \cdot s/m^2} \quad \text{ec. 3.1.17}$$

3.-Determinar el número de Grashof

$$Gr = \frac{(0.25)^3 \left(\frac{1.1993kg}{m^3}\right)^2 9.81m/s^2 (330.48K - 310.48K) 0.0031}{(1.94E - 05Ns/m^2)^2} = \mathbf{3.62E07} \quad \text{ec. 3.1.18}$$

4.-Determinar el número de Prandtl

$$Pr = \frac{(1007.84 \text{ KJ/KgK})(1.95E-05 \text{ N*s/m}^2)}{(0.027 \frac{\text{W}}{\text{mK}})} = \mathbf{0.71} \quad 3.1.19$$

5.-Determinar el número de Rayleigh

$$Ra = 3.62E07 * 0.71 = \mathbf{2.58E07} \quad 3.1.20$$

6.-Determinar el número de Nusselt

$$Nu = 0.15(2.58E07)^{1/3} = \mathbf{44.33} \quad \text{ec. 3.1.21}$$

7.-Determinar el coeficiente convectivo

$$h_{cpv} = \frac{44.33 * 0.027 \text{ W/mK}}{0.25 \text{ m}} = \mathbf{4.88 \text{ W/m}^2 \text{ K}} \quad \text{ec. 3.1.22}$$

8.-Determinar el coeficiente radiativo

$$h_{rpv} = \frac{(5.6704E-08 \text{ W/m}^2 \text{ K}^4)(330.48 \text{ K}^2 + 310.48 \text{ K}^2)(330.48 \text{ K} + 310.48 \text{ K})}{\frac{1}{0.83} + \frac{1}{0.88} - 1} = \mathbf{5.57 \text{ W/m}^2 \text{ K}} \quad \text{ec. 3.1.23}$$

Para estimar los coeficientes convectivo y radiativo de la transferencia de calor de la cubierta de vidrio al medio ambiente se:

9.-Determinar las propiedades del aire a temperatura ambiente

$$k = (2.47663035 * 10^{-17}(305.05)^5 - 1.066657 * 10^{-13}(305.05)^4 + 1.173550643 * 10^{-10}(305.05)^3 - 1.4815235 * 10^{-7}(305.05)^2 + 1.2598485 * 10^{-4}(305.05) - 2.276501 * 10^{-3}) * 10^{-3} = \mathbf{0.026 \text{ W/mK}} \quad \text{ec.3.1.24}$$

$$Cp = 0.1077024 * 10^{-12}(305.05)^4 - 0.4970786 * 10^{-9}(305.05)^3 + 0.7816818 * 10^{-6}(305.05)^2 - 0.284887 * 10^{-3}(305.05) + 0.103409 * 10^3 = \mathbf{1006.74 \text{ KJ/KgK}}$$

ec. 3.1.25



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



$$\mu = (-5.7971299 * 10^{-11}(305.05)^4 + 1.2349703 * 10^{-7}(305.05)^3 - 1.17635575 * 10^{-4}(305.05)^2 + 9.080125 * 10^{-2}(305.05) - 9.8601 * 10^{-1}) * 10^{-6} = \mathbf{1.87E - 05 N.s/m^2}$$

ec. 3.1.26

$$\rho = 1.1993 \rightarrow \frac{Kg}{m^3} (\text{valor comunmente usado a condiciones estándar de presión y temperatura})$$

10.-Determinar el número de Grashof

$$Gr = \frac{(0.25)^3 (1.1993 \frac{Kg}{m^3})^2 (9.81 \frac{m}{s}) \cos(20^\circ) (310.48 K - 305.05 K) (0.0031)}{(1.87E-05 N.s/m^2)^2} = \mathbf{4.54E06} \quad \text{ec. 3.1.27}$$

11.-Determinar el número de Prandtl

$$Pr = \frac{(1006.74 \frac{KJ}{KgK}) (1.87E05 N.s/m^2)}{0.026 \frac{W}{mK}} = \mathbf{0.71} \quad \text{ec.3.1.28}$$

12.-Determinar el número de Rayleigh

$$Ra = (4.54E06 * 0.71) = \mathbf{3.25E06} \quad \text{ec.3.1.29}$$

13.-Determinar el número de Nusselt

$$Nu = \left[0.825 + \frac{0.387(3.25E06)^{1/6}}{[1+(0.492/0.71)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 = \mathbf{22.80} \quad \text{ec. 3.1.30}$$

14.-Determinar el coeficiente convectivo

$$Nu = \frac{hd}{k} \rightarrow h_{cva} = \frac{(22.80 * 0.026 \frac{W}{mK})}{0.25 \frac{1}{m}} = \mathbf{2.41 \frac{W}{m^2K}} \quad \text{ec. 3.1.31}$$

15.-Calcular la temperatura de cielo

$$T_{cielo} = 0.0552(305.05 K)^{1.5} = \mathbf{294.10K} \quad \text{ec. 3.1.32}$$

16.-Determinar el coeficiente radiativo

$$h_{rva} = \frac{(5.67E-08 \cdot 0.92) \left((315.53K)^4 - (294.10K)^4 \right)}{(315.53K - 305.05K)} = 16.63 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{ec. 3.1.33}$$

17.-Determinar la nueva temperatura de vidrio

$$T_v = \frac{330.48K \cdot (5.57 \text{ W/m}^2\text{K} + 4.88 \text{ W/m}^2\text{K}) + 305.05K \left(16.63 \text{ W/m}^2\text{K} + 2.41 \text{ W/m}^2\text{K} \right)}{(5.57 \text{ W/m}^2\text{K} + 4.88 \text{ W/m}^2\text{K} + 6.63 \text{ W/m}^2\text{K} + 2.41 \text{ W/m}^2\text{K})} = 315.53K \quad \text{ec.3.1.34}$$

18.-Si la condición $|T_{vo} - T_v| = 1 \cdot 10^{-5}$ se cumple, T_v es la temperatura de vidrio que nos interesa. De no ser así, $T_v = T_{vo}$ y regresamos al paso 1 hasta que se cumpla la condición antes mencionada.

Tabla 5.2 Resultados obtenidos en el cálculo de la temperatura de vidrio.

T_{vo}	T_{aire}	h_{cpv}	H_{rpv}	H_{cva}	h_{rva}	T_v	$ T_{vo} - T_v $
314.064768	322.274051	4.61434529	5.66426286	2.806091382	12.4422717	315.2909042	-1.2261362
315.290904	322.887119	4.49625246	5.69610695	2.908256206	11.6972255	315.503558	-0.212654
315.503558	322.993446	4.4751334	5.70164631	2.925098919	11.5866631	315.5337876	-0.0302296
315.534011	323.008672	4.47209279	5.70243997	2.927491385	11.5712182	315.5379722	-0.0039612
315.537972	323.010653	4.471697	5.7025432	2.927802217	11.5692163	315.5385189	-0.0005469
315.538514	323.010924	4.47164283	5.70255733	2.927844743	11.5689425	315.5385879	-7.39E-05
315.538588	323.010961	4.47163544	5.70255926	2.927850549	11.5689051	315.538598	-1E-05
315.538598	323.010966	4.47163444	5.70255952	2.927851334	11.5689001	315.5385994	-1.4E-06
315.538599	323.010966	4.47163434	5.70255955	2.927851412	11.5688996	315.5385995	-5E-07
315.5386	323.010967	4.47163424	5.70255957	2.927851491	11.5688991	315.5385997	3.20E-07

Cuando ya se tiene la temperatura de vidrio se puede calcular la eficiencia del colector, para esto es necesario calcular el coeficiente global de pérdidas de calor y el coeficiente de transferencia de calor hacia el fluido. El procedimiento para determinar la eficiencia se muestra a continuación.

19.- Calcular la temperatura media del agua

$$T_{agua} = \frac{302.15K + 308.15K}{2} = \mathbf{305.15K} \quad \text{ec. 3.1.35}$$

20.- Determinar las propiedades del agua a la temperatura media

$$k = -9.7319 * 10^{-11}(305.15)^6 + 2.01085 * 10^{-7}(305.15)^5 - 1.720604 * 10^{-4}(305.15)^4 + 7.80478 * 10^{-2}(305.15)^3 - 19.80407(305.15)^2 + 2.66844 * 10^3(305.15) - 1.48848 * 10^5 = \mathbf{0.61 W/mK} \quad \text{ec.3.1.36}$$

$$\rho = -6.287510^{-11}(305.15)^6 + 1.28262 * 10^{-7}(305.15)^5 - 1.08797 * 10^{-4}(305.15)^4 + 4.91235 * 10^{-2}(305.15)^3 - 13.4562(305.15)^2 + 1.682296 * 10^3(305.15) - 9.354728 * 10^6 = \mathbf{1001.65 Kg/m^3} \quad \text{ec.3.1.37}$$

$$Cp = 2.3144 * 10^{-10}(305.15)^6 - 4.9482 * 10^{-7}(305.15)^5 + 4.39438 * 10^{-4}(305.15)^4 - 0.2074977(305.15)^3 + 54.955801(305.15)^2 - 7.74264 * 10^3(305.15) + 4.576429 * 10^5 = \mathbf{4190.33 J/KgK} \quad \text{ec. 3.1.38}$$

$$\mu = 2.4587 * 10^{-9}(305.15)^6 - 5.117517 * 10^{-6}(305.15)^5 + 4.43703 * 10^{-3}(305.15)^4 - 2.051911T^3 + 534.05264(305.15)^2 - 7.422142 * 10^4(305.15) + 4.307399 * 10^6 = \mathbf{0.000798 N.s/m^2} \quad \text{ec. 3.1.39}$$

21.- Calcular el número de Reynolds

$$Re = \frac{(4 * 1001.65 \text{ Kg/m}^3 * 2.95E-05 \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{(\pi * 0.0127 \text{ m} * 0.000798 \text{ N.s/m}^2)} = \mathbf{3716.21} \quad \text{ec. 3.1.40}$$

22.- Calcular el número de Prandtl

$$Pr = \mathbf{1} \quad \text{ec. 3.1.41}$$

23.- Calcular el número de Nusselt

$$Nu = 0.0015 * (3716.21)^{0.75} P(1)^{1/3} = \mathbf{0.71} \quad \text{ec. 3.1.42}$$

24.- Calcular el coeficiente de transferencia de calor a partir de la ecuación del número de Nusselt.

$$Nu = \frac{hd}{k} \rightarrow h_{ftuido} = \frac{(0.71 \cdot 0.61 \text{ W/mK})}{0.0127 \text{ m}} = \mathbf{34.69 \text{ W/m}^2\text{K}} \quad \text{ec. 3.1.43}$$

25.- Calcular el coeficiente global de pérdidas de calor

$$U_L =$$

$$\left[\frac{0.003 \text{ m}}{0.81 \text{ W/mK}} + \left((5.57 \text{ W/m}^2\text{K} + 4.88 \text{ W/m}^2\text{K})^{-1} + (16.63 \text{ W/m}^2\text{K} + 2.41 \text{ W/m}^2\text{K})^{-1} \right) \right]^{-1} + \frac{0.04 \text{ W/mK} \cdot 3.06 \text{ m} \cdot 0.1 \text{ m}}{0.07} + \frac{0.04 \text{ W/mK}}{0.07} = \mathbf{7.51} \quad \text{ec. 3.1.44}$$

Área del colector

26.- Calcular el factor de eficiencia de la siguiente manera:

$$m = \sqrt{\frac{7.51}{0.001 \cdot 1.17}} = \mathbf{80.16} \quad \text{ec. 3.1.45}$$

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{80.16(0.05 \text{ m} - 0.0127 \text{ m})}{2}\right)}{\left(\frac{80.16(0.05 \text{ m} - 0.0127 \text{ m})}{2}\right)} = \mathbf{0.60} \quad \text{ec. 3.1.46}$$

$$F' = \frac{\left(\frac{1}{7.51}\right)}{0.05 \text{ m} \left(\frac{1}{7.51(0.0127 \text{ m} + 0.60(0.05 \text{ m} - 0.0127 \text{ m}))} + \frac{1}{\pi \cdot 0.0127 \cdot 34.69 \text{ W/m}^2\text{K}} \right)} = \mathbf{0.80} \quad \text{ec. 3.1.47}$$

$$F_R = \frac{0.0296181 \text{ Kg/s} \cdot 4190.33 \text{ J/KgK}}{0.3026 \text{ m}^2 \cdot 7.51} \left[1 - \exp\left(\frac{-7.51 \cdot 0.3026 \text{ m}^2 \cdot 0.80}{0.0296181 \text{ Kg/s} \cdot 4190.33 \text{ J/KgK}}\right) \right] = \mathbf{0.8032} \quad \text{ac. 3.1.48}$$

27.- Calcular la eficiencia

$$\eta = \left[0.8032 * \left(0.8 - 7.51 * \frac{(302.15 \text{ K} - 305.05 \text{ K})}{800 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} \right) \right] * 100 = \mathbf{66.20}$$

Pérdidas de calor del vidrio al ambiente

Para el cálculo de las pérdidas de calor se parte de la siguiente ecuación:

$$Q_{placa-vidrio} = Q_{vidrio-ambiente} \quad \text{ec. 3.1.11}$$

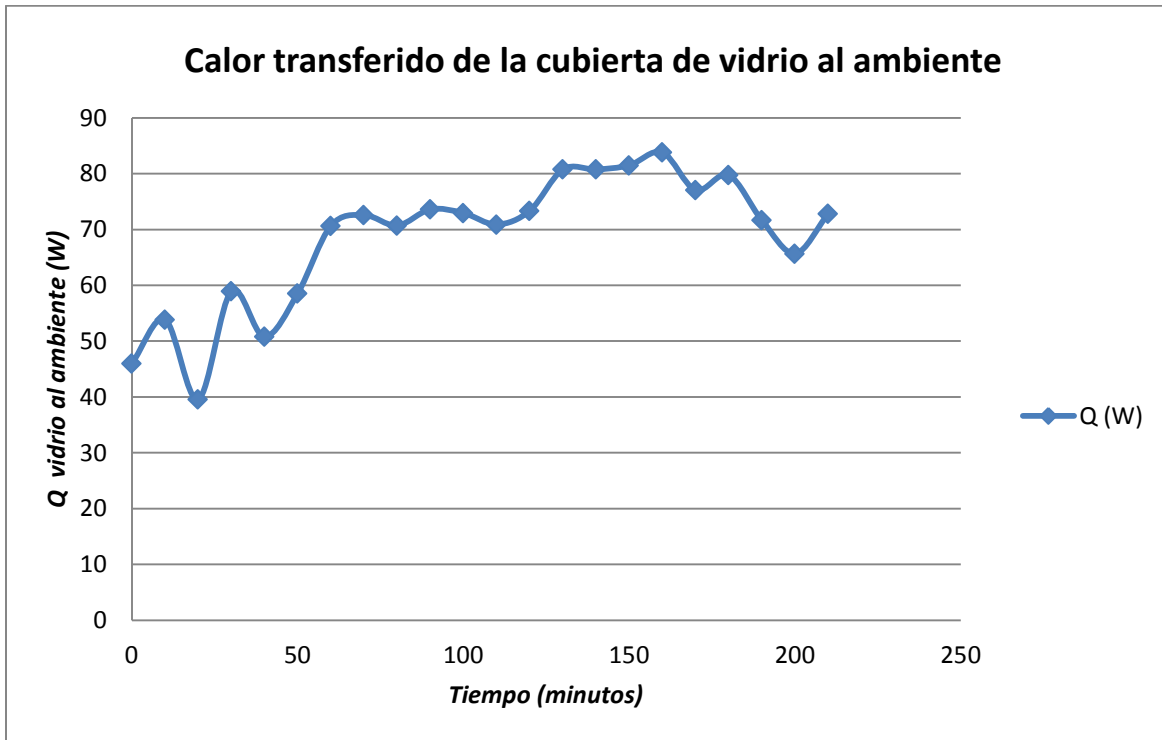
$$Q_{vidrio-ambiente} = (h_{rva} + h_{cva})(T_v - T_a) * Area_{placa}$$

$$Q_{v-a} = (11.56 \text{ W/m}^2\text{K} + 2.92 \text{ W/m}^2\text{K})(315.53\text{K} - 305.05\text{K}) * (0.3026\text{m}^2) = \mathbf{46.01W}$$

Tabla 5.3.Resultados puntuales de las pérdidas de calor para un día en particular

Calor perdido a lo largo del día Q (W)
46.0105
53.8653
39.5481
58.9313
50.7918
58.5304
70.6406
72.5961
70.7029
73.6125
72.9589
70.8950
73.3502
80.7614
80.7614
81.4925
83.8187
77.0600
79.7320
71.6801
65.6784
72.8064
Calor promedio: 68.4647 W

En la siguiente gráfica se puede ver como se pierde calor a lo largo del día:



Grafica 5.1. Calor perdido a lo largo del día.

Calculo del coeficiente convectivo del aire

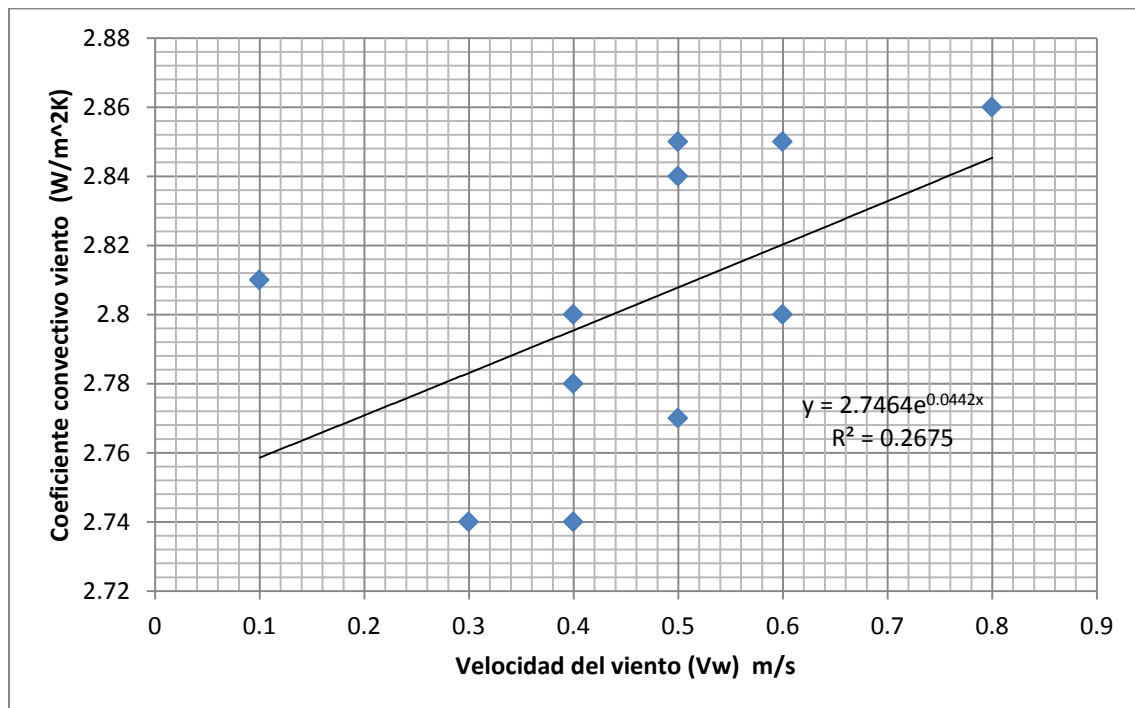
$$h_{cv-viento} = \left(\frac{h_{cpv}(T_p - T_v) + h_{rpv}(T_p - T_v) - h_{rv-cielo}(T_v - T_s)}{T_v - T_a} \right) \quad \text{ec. 4.2.1.1}$$

Con la ecuación 4.2.1.1 se procede a realizar los cálculos para el coeficiente convectivo y posteriormente se graficaran con la velocidad de viento correspondiente y por último se determinara por medio de una regresión lineal la ecuación apropiada para el cálculo del coeficiente convectivo del viento.

En la ecuación anterior se observo que uno de los factores que influye mucho en los valores del coeficiente convectivo es la temperatura ambiente ya que esta afecta a la temperatura de cielo T_s y la temperatura de placa debido a que aumenta o disminuye dependiendo de las condiciones climáticas.

Tabla 5.4. Resultados del coeficiente convectivo y la velocidad de viento correspondiente.

Vw	hcv
0.4	2.78
0.1	2.81
0.6	2.85
0.8	2.86
0.5	2.85
0.4	2.74
0.3	2.74
0.5	2.84
0.6	2.8
0.4	2.8
0.5	2.77



Gráfica 5.2.. Coeficiente convectivo del viento vs velocidad del viento.

En la gráfica anterior se muestra graficados los puntos más representativos de los resultados obtenidos del coeficiente convectivo de viento con su respectiva velocidad de viento. Y la línea representa un ajuste que se hizo por medio de una regresión lineal para poder obtener una ecuación que me permita calcular el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

La ecuación obtenida para el cálculo del coeficiente convectivo es de tipo exponencial y se muestra a continuación:

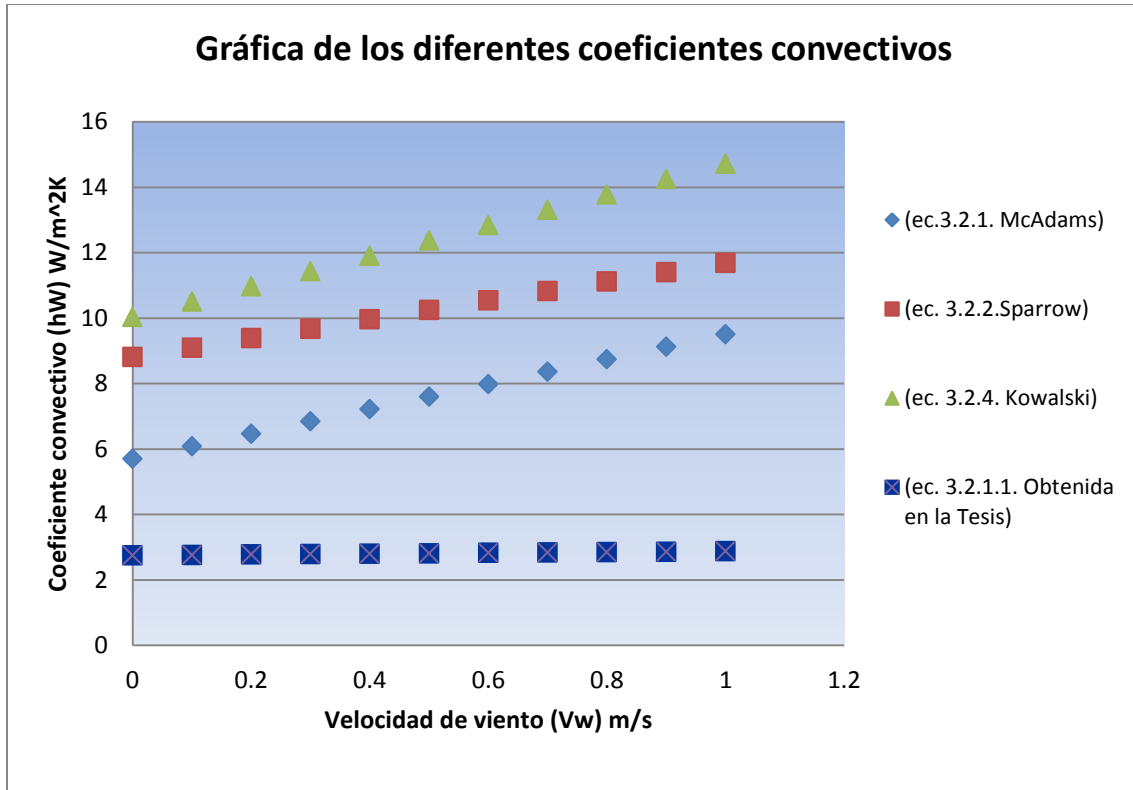
$$h_{cv} = 2.7464e^{0.0442Vw} \quad \text{ec.3.2.1.1}$$

En la siguiente tabla se muestran los valores obtenidos del coeficiente convectivo de viento (h_w) sustituyendo los valores de la velocidad de viento en las ecuaciones descritas en el capítulo 3 y se comparan los resultados obtenidos con los de la ecuación 3.2.1.1 que fue la obtenida para nuestro calentador solar.

Tabla 5.5. Resultados de los coeficientes convectivos para cada modelo.

Vw (m/s)	h_w (W/m ² K) (McAdams)	h_w (W/m ² K) (Sparrow)	h_w (W/m ² K) (Kowalski)	h_w (W/m ² K) (Tesis)
0	5.7	8.81	10.03	2.7464
0.1	6.08	9.098	10.4987	2.7585
0.2	6.46	9.386	10.9674	2.7707
0.3	6.84	9.674	11.4361	2.7830
0.4	7.22	9.962	11.9048	2.7953
0.5	7.6	10.25	12.3735	2.8077
0.6	7.98	10.538	12.8422	2.8202
0.7	8.36	10.826	13.3109	2.8327
0.8	8.74	11.114	13.7796	2.8452
0.9	9.12	11.402	14.2483	2.8578
1	9.5	11.69	14.717	2.8705

En el siguiente gráfico se muestra una comparación del coeficiente convectivo del viento con la ecuación obtenida para nuestro calentador de placa plana con los modelos descritos en el capítulo 4 para el cálculo del mismo.



Gráfica 5.3...Coeficientes convectivos de cada modelo.

En la gráfica anterior se puede observar que los datos obtenidos con nuestra ecuación se encuentran por debajo de los resultados obtenidos con las ecuaciones de los modelos descritos anteriormente debido a que las velocidades de viento en los modelos eran simuladas con ventiladores industriales alcanzando velocidades de viento que van de 1 a 4 m/s en cuartos cerrados, mientras que para nuestro calentador las velocidades de viento van de 0 a 1 m/s y se determinaron al aire libre.

Por otro lado gracias a que los resultados de los coeficientes convectivos de viento obtenidos con nuestra ecuación son menores favorecen a nuestro calentador ya que no son tan grandes las pérdidas totales de calor, esto permite que se mantenga caliente el agua por más tiempo, pero es importante resaltar que sería conveniente buscar un mejor aislante que ayude a minimizar también esas pérdidas de calor.



CONCLUSIONES

Los procesos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación que se encuentran presentes en el sistema (el calentador solar) son muy importantes para el cálculo del coeficiente convectivo, pero en especial los dos últimos (el convectivo que va de 2.41 a 3.72 W/m²K y el radiativo que va de 8.82 a 34.45 W/m²K) y la velocidad de viento también juega un papel muy importante, que como se muestra en la gráfica comparativa de los coeficientes convectivos con los distintos modelos se puede observar que conforme aumenta la velocidad del viento y la temperatura ambiente el coeficiente convectivo va aumentando lo que genera pérdidas de calor que no favorecen a nuestro sistema cuando estas son muy grandes..

Gracias a que los resultados de los coeficientes convectivos de viento obtenidos con nuestra ecuación son pequeños favorecen a nuestro calentador ya que no son tan grandes las pérdidas totales de calor, esto permite que se mantenga caliente el agua por más tiempo

En base a los resultados obtenidos con el calentador se puede observar que la energía solar térmica es de gran utilidad ya que se obtiene de manera gratuita y es una energía que no contamina, que está al alcance de todos y que se puede utilizar en su mayoría para el abastecimiento de agua caliente en los distintos lugares del país ya que es una solución muy barata que puede llegar a los diversos rincones en donde no se cuenta con gas (de uso doméstico “butano”) o utilizan otro tipo de combustible (como la madera). Ya sea porque este combustible es cada vez más caro porque cada vez contamos con menos petróleo. Además al utilizar gas generamos cada vez más CO₂ que contribuye al calentamiento global.

Por otro lado la energía solar se encuentra presente en todo el planeta y solo se necesitan ciertos dispositivos que nos permitan aprovechar esa energía durante el día todo el año. Estos dispositivos se pueden construir utilizando diferentes materiales desde los más caros hasta los más baratos dependiendo del alcance económico de cada persona, o también se pueden utilizar materiales reciclados que nos permiten contaminar menos al generar menos basura.

La eficiencia que alcanza el calentador es aceptable (que va de 27.63% a 66.20%) en comparación con los calentadores que se encuentran en el mercado.

La ventaja del calentador es que aún cuando el día está nublado se alcanza una temperatura de 40°C.

Por otro lado es recomendable mejorar el aislamiento del termotanque para asegurar que el agua se mantenga caliente por más tiempo cuando la temperatura ambiente empieza a descender y no se pierda tan fácilmente.

Para lograr el efecto termosifón (que ocurre cuando se calienta el agua del termotanque) la altura ideal entre el calentador y el termotanque debe ser de 30 cm (de la parte superior del calentador a la parte inferior del termotanque) en cualquier latitud y altitud con un ángulo de 20° en la Ciudad de México.



ANEXOS

Normas Internacionales

NORMA EN12975-1:2006 (E)

Anexo A

Descripción de los Materiales para la Fabricación de los Colectores Solares

A.1 General

La capacidad operativa y la larga duración de los colectores solares dependen de la elección correcta de los materiales apropiados. Las pruebas de los materiales, incluidas las pruebas de envejecimiento acelerado, y la predicción de la vida útil es muy importante para el desarrollo de nuevos colectores.

Los colectores solares pueden verse afectados por el fuego presente en el aire o el calor radiante. El uso de los materiales no combustibles se debe preferir. Los colectores deberán cumplir con los reglamentos Europeos para la clasificación de incendios.

La caja colectora debe ser hermética para evitar la penetración del agua de lluvia. La caja colectora debe construirse de tal manera que el agua condensada no se acumule en el colector, ya que esto podría dañar su funcionalidad y durabilidad. Para ello el colector debe estar diseñado para permitir la ventilación de aire a través de la caja colectora.

La construcción del colector debe garantizar que no haya presión indebida que se acumule en la cubierta, incluso a la máxima temperatura de estancamiento del colector. Los materiales de los componentes del colector deben seleccionarse y construirse de manera que puedan soportar la temperatura máxima que pueda producirse en condiciones de estancamiento y los choques térmicos a que pueden estar expuestos durante el periodo de verano. Los materiales del colector deben ser de preferencia resistentes a la exposición de los rayos UV y en los casos en que los materiales seleccionados no sean así, deberán ser protegidos contra la incidencia y el reflejo de los rayos UV.

Los casquillos y los conductos, que van a través de la caja, deberán estar contruidos de modo que no pueda tener fugas causadas por la expansión térmica. Los casquillos de la caja colectora deberán resistir cualquier daño, si tienen que estar soldadas para el ensamblaje. El diseño del colector debe ser tal que los puentes de calor entre la caja colectora y el absorbedor se eviten.

Los componentes y los materiales del colector deben ser capaces de soportar las cargas mecánicas resultante del calentamiento y el enfriamiento del colector. También deben ser resistentes al estrés ambiental de las condiciones climáticas exteriores causadas por los factores como la lluvia, la nieve, granizo, viento, humedad y contaminantes del aire.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



A.2 Absorbedores

Absorbedores: deberán estar hechos de materiales adecuados para hacer frente a los requisitos mecánicos, térmicos y químicos de la aplicación. El efecto de los procesos de fabricación como el corte, soldadura fuerte, soldadura blanda, etc., en las propiedades del absorbente, debe ser considerado.

Los conductos del absorbedor que guían el flujo del fluido de transferencia de calor, incluyendo las líneas de conexión, deberán estar diseñados y construidos de tal manera que la ventilación se pueda efectuar en el momento del montaje, lo que garantiza la capacidad de funcionamiento del colector.

Los absorbedores deberán ser dimensionados en función de una presión de cálculo correspondiente a la sobrepresión admisible de trabajo especificado por el fabricante, teniendo en cuenta un factor de seguridad de 1.5. Las propiedades del medio de transferencia de calor debe ser considerado también.

El efecto de la temperatura máxima (temperatura de estancamiento) del absorbedor debe ser considerado en la selección del material.

En el caso de la resistencia de los materiales que varían considerablemente con la exposición a la temperatura y los rayos UV, los criterios de evaluación deben determinarse individualmente en cada caso.

El lado húmedo del absorbedor deberá resistir la corrosión en condiciones de funcionamiento normales y teniendo en cuenta la mezcla de aditivos posibles para el fluido de transferencia de calor. Las paredes de los colectores de piscinas que son humedecidas por el agua de la piscina deben ser resistentes a los aditivos utilizados para el tratamiento de agua de la piscina.

El recubrimiento de los absorbedores debe conservar sus propiedades óptimas bajo altas temperaturas, alta humedad y condensación, y el dióxido de azufre en la alta humedad.

A.3. Cubiertas Transparentes

Los colectores solares son generalmente cubiertos con vidrio o cristal de plástico transparente. La durabilidad del vidrio y vidrio templado en las condiciones de servicio en las que se encuentran los colectores solares es buena, pero la resistencia de los plásticos y vidrios tratados con un revestimiento especial para combatir los efectos combinados de los rayos UV y la temperatura puede ser pobre.

Es posible que haya una degradación significativa con el tiempo, y por otro lado la transmisión de las longitudes de onda solar pueden reducirse, esto dará lugar a un bajo rendimiento del colector. Una reducción en la resistencia a la tracción o resistencia al impacto de un material de cubierta puede conducir a un fallo de la cubierta del colector.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



La transparencia de las cubiertas no deberá deteriorarse apreciablemente durante la vida de servicio del colector, las cubiertas deben ser resistentes a los rayos UV, la contaminación del aire, la alta humedad y condensado, así como las altas temperaturas en función del diseño del colector.

A.4. Los Materiales de Aislamiento

Los materiales de aislamiento deben resistir la temperatura local que surge durante las condiciones de estancamiento del colector. A esta temperatura, no de fusión, el encogimiento o desgasado consecuencia de la condensación por el aislamiento interior de la tapa del colector, o la reducción de la eficiencia del absorbedor o la corrosión de las superficies metálicas, deben reducirse en gran medida para no afectar el rendimiento del colector.

La absorción de agua o humedad por el material aislante puede reducir poco o permanentemente la eficacia del aislamiento del material.

La expansión térmica del material utilizado en el colector debido a la amplia gama de temperaturas se debe tomar en consideración a causa de los diferentes coeficientes de expansión térmica. Los materiales de aislamiento además de ser transparentes o con capas de teflón usadas, no deben deteriorarse considerablemente, tanto mecánica y ópticamente durante la vida de servicio del colector debido a los rayos ultravioleta (UV), alta temperatura y humedad.

A.5. Reflectores

Reflectores difusos, o especular, están reflejando las superficies utilizadas para aumentar la radiación incidente sobre el absorbente.

La superficie reflectante deberá ser resistente a las influencias ambientales como la contaminación del aire y a la corrosión a través de la humedad o la lluvia. Fuera de los reflectores del colector la caja también debe resistir las cargas mecánicas a través del viento, la nieve y el granizo, mientras que en el interior del reflector debe soportar altas temperaturas.

A.6. Barreras de Difusión

Las barreras de difusión son materiales usados entre el absorbente y el material de aislamiento para evitar la difusión hacia o desde el material de aislamiento. Ellos deben ser capaces de resistir las temperaturas altas de absorción y la radiación UV incidente sin encogimiento y la alta humedad o condensación acumulada.



Anexo B

Protección Ambiental

B.1 Fluido de Transferencia de Calor

El fluido de transferencia de calor utilizado no debe ser tóxico, gravemente irritante a la piel humana o a los ojos, o contaminante del agua y debe ser completamente biodegradable.

B.2. Los Materiales de Aislamiento

Para el aislamiento del colector no deberán utilizarse materiales, que se ha fabricado usando o que contienen CFC. Además los materiales de aislamiento no deben contener componentes que se desgasifican a la temperatura de estancamiento, se especifica en la cláusula 6, que son tóxicos e irritantes seriamente a la piel humana o a los ojos.

B.3. Reciclado de Materiales para los Colectores

Los colectores solares se utilizan principalmente para ahorrar energía y reducir la contaminación. Por lo tanto el diseño de los colectores debe tomar en consideración la posibilidad de reciclar los materiales utilizados. Los materiales que no son para ser reciclados deben evitarse o utilizarse en la medida más bajo posible.

NOTA: La información relativa a la clasificación e identificación de sustancias tóxicas se puede encontrar en la Directiva e.g. 67/548/CEE (clasificación, el envasado, el etiquetado de sustancias peligrosas) y 76/769/CEE (restricción del uso de sustancias peligrosas) y sus modificaciones.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Normas Mexicanas

NMX-ES-001-NORMEX-2005

FECHA DE INICIO DE VIGENCIA: 14 DE OCTUBRE DE 2005

PREFACIO

La sociedad Mexicana de Normalización y Certificación S.C. (NORMEX), es un Organismo Nacional de Normalización establecido el 3 de Diciembre de 1993 en términos del artículo 4 de los estatutos de la Actualmente Secretaria de Economía- Dirección General de Normas para elaborar y expedir Normas Mexicanas con fundamento en los Artículos 3 Fracción 1,65 y 66 de la Ley Federal sobre la Metrología y Normalización y de conformidad con las directrices y procedimientos para la acreditación de Organismos Nacionales de Normalización.

La Sociedad Mexicana de Normalización y Certificación S.C. (NORMEX), fue acreditada por la Dirección General de Normas para elaborar, modificar y expedir Normas Mexicanas en el área de energía solar, el 26 de agosto de 2004, No. Acreditamiento 0001-D oficio con número de folio: DGN.312.01.2004.458.

Fundamentado en el Artículo 51-A Fracción III de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización y del Artículo 43 del Reglamento de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización, se público en el Diario Oficial de la Federación del día 18 de febrero del 2005 *el aviso de consulta pública del proyecto de norma*.

Con base; al Artículo 34 Fracción XI y XXX de la Ley Orgánica de la Administración; a los Artículos 51-A y 66 Fracciones II y V de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización; al Artículo 24 Fracciones I y XV del Reglamento Interior de la Secretaria de Economía; y por conducto de la Dirección General de Normas; se público y expidió en el Diario Oficial de la Federación, del día 15 de agosto del 2005, *la declaratoria de vigencia como Norma Mexicana*.

La presente Norma Mexicana fue elaborada por el subcomité de Calentadores Solares; del Comité Técnico de Normalización Nacional para Energía Solar, NESO-13, coordinado por la Sociedad Mexicana de Normalización y Certificación S.C., con la colaboración de las siguientes empresas e instituciones:

Miembros Promoventes:

- Asociación Nacional de Energía Solar (ANES)
- Comisión Nacional del Ahorro de Energía (CONAE)
- Consejo de Ciencia y Tecnología de Guanajuato (CONCYTEG)
- H. Ayuntamiento de Cuahtitlán.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Miembros Participantes:

- Cámara Nacional de la Industria de la Transformación (CANACINTRA SECCIÓN 40)
- Centro de Investigación de Energía (CIE-UNAM)
- Grupo Ovonic
- Heliocol de México
- IIC-Universidad de Guanajuato
- Instituto de Geofísica de la UNAM
- Instituto Politécnico Nacional- Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (IPN-ESIME)
- Instalaciones Técnicas Especializadas, S. A.
- IMPREMA
- Programa Universitario de Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (PUE-UNAM)
- Secretaría de Economía/ Dirección General de Normas (SE/DGN)
- Secretaría de Energía (SENER)
- Sociedad Mexicana de Normalización y Certificación. S.C.
- Universidad Autónoma del Estado de México (UAEM)
- Usol, S.A. de C.V.

Esta Norma Mexicana cumple; las Directrices de los procedimientos para la elaboración y actualización de Normas (NOR-03/01); La Edición de documentos de normalización- Anteproyectos, Proyectos y Normas Mexicanas NORMEX (NOR-03/02); la aprobación por consenso del Comité Técnico de Normalización Nacional para Energía Solar (NESO-13) y la conformidad de la Sociedad Mexicana de Normalización y Certificación, S.C.

La presente Norma Mexicana está bajo la jurisdicción del Comité Técnico de Normalización Nacional para Energía Solar y la Sociedad Mexicana de Normalización y Certificación, S.C. Con base; al Artículo 51 de la ley Federal sobre Metrología y Normalización y al Artículo 48 del Reglamento de la misma Ley, deberá revisarse o actualizarse esta Norma., a los 5 años siguientes a la publicación de la declaratoria de vigencia. Los comentarios que puedan surgir deberán ser enviados a la sede del Comité Técnico, sitio, *Dirección de Normalización de NORMEX, Circuito Geógrafos No. 20, Ciudad Satélite Ote., Naucalpan de Juárez, C.P. 53101, Estado de México, Teléfono 53 74 14 02, Fax 53 74 20 37, Correo electrónico normas@normex.com.mx.*



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



NMX-ES-001-NORMEX-2005

FECHA DE INICIO DE VIGENCIA: 14 DE OCTUBRE DE 2005

ENERGIA SOLAR-RENDIMIENTO TÉRMICO Y FUNCIONALIDAD DE COLECTORES SOLARES PARA CALENTAMIENTO DE AGUA-MÉTODOS DE PRUEBA Y ETIQUETADO.

0.0 INTRODUCCIÓN

La presente Norma Mexicana es elaborada para disminuir el consumo de combustibles fósiles y su consecuente emisión de contaminantes, utilizando la radiación solar como fuente alterna de energía primaria, para calentamiento de agua de uso sanitario.

1.0 OBJETIVO

Esta norma establece los métodos de prueba para determinar el rendimiento térmico y las características de funcionalidad de los colectores solares que utilizan como fluido de trabajo agua, comercializados en los Estados Unidos Mexicanos.

2.0 CAMPO DE APLICACIÓN

Esta Norma aplica a los colectores solares que proporcionen únicamente agua caliente en fase líquida.

3.0 REFERENCIAS

Para la correcta aplicación de la presente Norma se debe consultar la siguiente Norma Oficial Mexicana vigente:

NOM-008-SCFI-1993, Sistema General de Unidades de Medida.

4.0 DEFINICIONES, NOMENCLATURA, SIMBOLOS Y ABREVIATURAS

5.0 CLASIFICACIÓN

El colector solar al cual aplica esta Norma distingue a los cuatro tipos:

Colector solar metálico cubierto

Colector solar metálico descubierto

Colector solar de plástico cubierto

Colector solar de plástico descubierto

Esta clasificación es enunciativa más no limitativa.

Los métodos de prueba de esta Norma son aplicables a cualquier colector solar determinado en esta clasificación o pueden ser aplicados a cualquier innovación tecnológica propuesta, siempre y cuando sean sujetos de ser sometidos a dichas pruebas.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



6.0 ESPECIFICACIONES

El colector solar metálico cubierto consiste de un elemento que actúa como absorbedor, el cual generalmente está cubierto con un material que permite una máxima absorción de la energía solar. Este se encuentra dentro de una caja que lo protege del ambiente, además de darle rigidez. Cuenta con un aislamiento térmico en la parte inferior y las caras laterales de la caja. La parte superior es una cubierta transparente que permite el paso de radiación solar y evita las pérdidas de calor por convección del viento sobre el absorbedor.

7.0 MUESTREO

Selección de la muestra:

Se debe elegir una muestra que conste de tres unidades del mismo modelo de colector solar que se desee certificar.

8.0 CRITERIOS DE ACEPTACIÓN

Certificación:

Si durante el proceso de las pruebas de funcionalidad se determina que el colector solar no puede continuar con este proceso, este será suspendido y elaborado el informe respectivo, como se indica en el punto 9.10. En este caso, se establece un periodo mínimo de 3 meses, para repetir la prueba con el mismo modelo considerando las modificaciones pertinentes.

Si el colector solar pasa todas las pruebas de funcionalidad especificadas por esta Norma y ha sido sometido a las pruebas de rendimiento térmico, se otorgará la certificación correspondiente, como se indica en el punto 9.10.

La certificación debe incluir el reporte técnico del rendimiento térmico del colector solar, conforme a los formatos incluidos en los anexos.

9.0 MÉTODOS DE PRUEBA

Secuencia de las pruebas

Las pruebas de funcionalidad y rendimiento térmico al colector solar deberán realizarse de acuerdo a la siguiente secuencia:

Inspección a la recepción del colector solar, descrita en el punto 9.2 de esta Norma.

Presión estática previa a la prueba de exposición a la radiación solar durante 30 días, descrita en el punto 9.3 de esta Norma.

Exposición a la radiación solar durante 30 días, descrita en el punto 9.4 de esta Norma.

Presión estática posterior a la exposición de 30 días, descrita en el punto 9.5 de esta Norma.

Determinación de la constante de tiempo, descrita en el punto 9.6 de esta Norma.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Rendimiento térmico, descrita en el punto 9.6 de esta Norma.

Factor modificador por efectos del ángulo de incidencia de la radiación solar directa, descrita en el punto 9.6 de esta Norma.

Desarmado e inspección final, descrita en el punto 9.7 de esta Norma.

Para la realización de estas pruebas se debe utilizar agua que cumpla con las especificaciones indicadas en la Norma Oficial Mexicana NOM-127-SSA1-1994, Salud ambiental, agua para uso y consumo humano- Límites permisibles de calidad y tratamientos a que se debe someterse el agua para su potabilización.

10.0 INFORMACIÓN AL PÚBLICO

Los colectores solares objeto de esta Norma, que se comercialicen en los Estados Unidos Mexicanos deben llevar una calcomanía, con lo cual se puedan comparar con otros de su mismo tipo.

11.0 ETIQUETADO

La calcomanía debe contener la información y cumplir con los requerimientos indicados en el punto 11.1 de esta Norma.

12.0 BIBLIOGRAFIA

13.0 CONCORDANCIA CON LAS NORMAS INTERNACIONALES

La presente Norma Mexicana concuerda parcialmente con la siguiente Norma Internacional: ISO 9806-1:1994.

14.0 TRANSITORIO

La presente Norma Mexicana será certificable a partir del momento en que exista un laboratorio de pruebas acreditado para tal fin.

15.0 ANEXOS Y APÉNDICES



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



DOF: 12/04/2010

Declaratoria de vigencia de la Norma Mexicana NMX-ES-004-NORMEX-2010.

Al margen un sello con el Escudo Nacional, que dice: Estados Unidos Mexicanos.- Secretaria de Economía.- Subsecretaria de Competitividad y Normatividad.- Dirección General de Normas.- Dirección de Normalización.

DECLARATORIA DE VIGENCIA DE LA NORMA MEXICANA NMX-ES-004-NORMEX-2010, ENERGÍA SOLAR-EVALUACIÓN TÉRMICA DE SISTEMAS SOLARES PARA CALENTAMIENTO DE AGUA-MÉTODO DE PRUEBA.

La Secretaria de Economía, por conducto de la Dirección General de Normas, con fundamento en lo dispuesto por los artículos 34 fracciones XIII y XXXI de la Ley Orgánica de la Administración Pública Federal; 51-A, 54 Y 66 fracciones III y V de La Ley Federal sobre Metrología y Normalización, 46 del Reglamento de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización y 19 fracciones I y XV del Reglamento Interior de esta Secretaria y habiéndose satisfecho el procedimiento previsto por la ley de la materia para estos efectos, expide la declaratoria de vigencia de la Norma Mexicana que se enlista a continuación, misma que ha sido elaborada, aprobada y publicada como proyecto de Norma Mexicana bajo la responsabilidad del Organismo Nacional de Normalización denominado Sociedad Mexicana de Normalización y Certificación, S.C. (NORMEX) lo que se hace del conocimiento de los productores, distribuidores, consumidores y del público en general. El texto completo de la Norma que se indica puede ser adquirido en la sede de dicho organismo ubicado en Av. San Antonio número 256, piso 7, colonia Ampliación Nápoles, Delegación Benito Juárez, código postal 03849, México, D.F., o consultado gratuitamente en la biblioteca de la Dirección General de Normas de esta Secretaria, ubicada en puente de Tecamachalco número 6, Lomas de Tecamachalco, Sección Fuentes, Naucalpan de Juárez, código postal 53950, Estado de México.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



La presente Norma entrara en vigor 60 días naturales después de la publicación de esta declaratoria de vigencia en el Diario Oficial de la Federación.

CLAVE O CODIGO	TITULO DE LA NORMA
NMX-ES-004-NORMEX-2010	ENERGÍA SOLAR-EVALUACIÓN TÉRMICA DE SISTEMAS SOLARES PARA CALENTAMIENTO DE AGUA-METODO DE PRUEBA.
Objetivo y campo de aplicación	
<p>Esta Norma Mexicana establece el método de ensayo (prueba) para evaluar y comparar el comportamiento térmico de sistemas de calentamiento de agua solar, principalmente para uso doméstico hasta una capacidad máxima de 500 litros y hasta una temperatura máxima de 90° C como dominio de temperaturas de agua caliente. La presente Norma Mexicana se aplica a los sistemas solares domésticos para el calentamiento de agua que funcionan mediante:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Circulación natural o termosifónicos; y b) Circulación forzada. <p>Los cuales pueden funcionar a partir de una o más de las siguientes tecnologías, u otras:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Colectores solares planos b) Autocontenidos c) Colectores de tobos evacuados con o sin tubos de calor y con y sin superficies reflejantes; d) Colectores con concentradores tipo parabólico compuesto (CPC). <p>Esta prueba no puede ser aplicada a los siguientes sistemas solares domésticos para el calentamiento de agua:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Colectores solares con sistemas de seguimiento, b) Sistemas que contengan más de un tanque térmico de almacenamiento. 	
Concordancia con Normas Internacionales	
<p>La presente Norma Mexicana concuerda parcialmente con la siguiente Norma Internacional: ISO 9459-2:1995, Solar Heating-Domestic water heating systems- Part 2: Outdoor test methods for system performance characterization and yearly performance prediction of solar-only systems.</p> <p>No concuerda al 100% por las diferencias en los siguientes puntos de la Norma ISO9459-2:1995;1, 7.4, 7.5, 7.6, 7.8, 8.3, 8.0 Y 8.4., debido a que los sistemas con capacidades hasta 500 litros son los que se comercializan en México.</p>	

México, D.F., a 26 de Marzo de 2010.- El Director General de Normas, **Francisco Ramos Gómez**.- Rúbrica.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



Referencias Bibliográficas

- (1) www.energie-atlas.ch/sonn-e.htm
- (2) Estas son las llamadas biomásas modernas e incluyen los productos de madera, tales como pellets y briquetas que se han hecho para quemar de manera eficiente el biogás industrial y bioenergéticos líquidos.
- (3) Domina la demanda de pellets de biomasa que se están convirtiendo en un combustible cada vez más común, con cerca de 7.5 millones de toneladas en Europa en 2008. World Energy Outlook, IEA, 2010.
- (4) CRE (2011) Permisos para la Generación Privada
- (5) <http://vivirmexico.com/2012/02/sener-planeta-construir-dos-centrales-nucleares>, Comisión Federal de Electricidad y Comisión Reguladora de Energía.
- (6) Brailovsky P., Torres D. y Romero S., (2011). Capítulo 10: Energía solar térmica; energías renovables: impulso político y tecnológico para un México sustentable. USAID-ITAM.
- (7) Balance Nacional de Energía 2010, Procasol 2011 Comisión Federal de Electricidad y Comisión Reguladora de Energía.
- (8) Masera, O., 2006. Potencias y viabilidad del uso de bioetanol y biodiesel para el transporte en México. Secretaría de Energía, Banco Interamericano de Desarrollo y GTZ. Disponible en Tinyuri.com/pvubbtm. Masera, O., 2006b. La bioenergía en México. Un catalizador del desarrollo sustentable. Red Mexicana de Bioenergía y Comisión Nacional Forestal. De venta en: tinyul.com/biocds.
- (9) W. H. McAdams (Ed.) Heat Transmission, pp. 249-250. McGraw-Hill, New York (1954).
- (10) Duffie y Beckman. Solar engineering of thermal processes. Segunda Edición. John Wiley & Sons. 1991.
- (11) E. M. Sparrow and K.K. Tien, Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate, application to solar collectors. ASME J. Heat Transfer 99, 507-512 (1997).
- (12) G. J. Kowalski and J.W Mitchell, Heat Transfer 98,649-653 (1976).
- (13) F. L. Test, R.C. Lessmann and A. Johary, Heat transfer during wind flow over rectangular bodies in the natural environment. ASME J. Heat Transfer 103,262-267 (1981).
- (14) S. C. Mullick and S. K. Samdarshi, An improved technique for computing the top heat loss factor of a flat plate solar collector with a single glazing. ASME J. Solar Energy Engg 110, 262-267 (1988).
- (15) V. B. Sharma and S. C. Mullick, Estimation of heat transfer coefficients the upward heat flow, and evaporation in solar still. ASME J. Solar Energy Engg 113, 36-41 (1991).



BIBLIOGRAFÍA

- Antonio Madrid. V. (2009). *Energías Renovables "Fundamentos, tecnologías y aplicaciones"*. Madrid, España. Editorial Mundi Prensa.
- Fernández Salgado J. Ma. (2010). *Compendio de Energía Solar: Fotovoltaica y Termoeléctrica*. Ediciones Mundi Prensa.
- Donald Q. Kern. (1965). *Procesos de Transferencia de Calor*. (14 a. ed.) Nueva York: CECSA.
- McAdams. W. H. (1954). *Heat transmission*. (3 a ed.) Tokyo Japón. McGraw- Hill.
- Sparrow E.M y K. K. Tien (1976) *Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate, application to solar collectors*. ASME J. Heat Transfer. pp 98, 649-653.
- S. C. Mullick and S. K. Samdarshi (1988). *An improved technique for computing the top heat loss factor of a flat plate solar collector with a single glazing*. ASME J. Solar Energy Enng. pp 110, 262-267
- V. B. Sharma and S.C. Mullick (1991). *Estimation of heat transfer coefficients, the upward heat flow, and evaporation in a solar still*. ASME J. New Delhi, India Solar Energy Enng. Pp 36-41, 113.
- Duffie J. A. (1991). *Solar engineering of Thermal Processes*. (3ra. ed.): New York. Editorial Wiley.
- Akhtar N. and Mullick S. C.†. *Approximate method for computation of glass cover temperature and top heat loss coefficient of solar collectors with single glazing*. New Delhi, India. Renewable Energy Vol.66, No. 5, pp. 349-354, 1999.
- Kumar S., Sharma V.B., Kandpal T.C. and Mullick S.C.†. *Wind induced heat losses from outer cover of solar collectors*. New Delhi, India. Renewable Energy Vol. 10, No 4, pp 613-616, 1997.
- Soteris A. Kalogirou. *Solar thermal collectors and applications. Progress in energy and combustion science* Nicosia Cyprus. pp 231-295, 2004. Elsevier.
- Samir K. Saha and Mahanta D. K. *Thermodynamic optimization of solar flat plate collector*. Calcutta, India. Renewable energy 23(2001) 181-193.
- *Steady state hydrothermal analysis of the absorber tubes used in linear Fresnel Reflector solar thermal system*. Bhubaneswar, India. Solar Energy 87(2013)84-95.
- Tsilingiris, P.T. *Heat transfer analysis of low thermal conductivity solar energy absorbers*. Athens Greece. Applied Thermal Engineering 20 (2000) 1297-1314.
- Zambolin E. *Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions*. Solar Energy 84 (2010) 1382-1396.
- Zhiqiang Liu, Justin Lapp y Wojciech Lipinski. *Optical desing of a flat-facet solar concentrator*. Minneapolis, USA. Solar Energy. 86 (2012) 1962-1966.



Modelo predictivo de las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio de un colector solar de placa plana.



- Taherian H.,and Rezania A. *Experimental validation of dynamic simulation of the flat plate collector in a closed thermosyphon solar water heater*. Kuwait. Energy Conversion and Management 52 (2011) 301-307.
- Rojas D. Beermann J. S.A. Klein, D. T. Reindl. *Thermal performance testing of flat-plate collectors*. Bhubaneswar, India. Solar Energy 82 (2008) 746-757.
- Herrera F. Jordy. *Prospectiva de energías renovables en México (2012-2026)*. Secretaría de Energía. pp. 256.
- Adame J. (2010), Potencial Nacional de las Energías Eólica y Geotérmica. Historia, Desarrollo y Futuro del Sector Eléctrico de México, UMAI.
- REN21. 2013 Renewables 2013 Global Status Report. Consultado el 10 de Noviembre del 2013
- PROCALSOL (Programa para la Promoción de calentadores Solares de Agua en México), 2007. Disponible en: tinyurl.com/Procalsol. Consultado el 25 de Octubre del 2013.
- REN 21 (Renewable Global Status Report. 2013). Recuperado de <http://www.tinyurl.com/gsr2013>. Consultado el 10 de Noviembre del 2013.
- <http://www.ventadepanelessolares.com/fabricantes/paises-fabricantes-paneles-solares.html>. Consultado el 20 de Octubre del 2013.
- ANES (2010). "Balance Nacional de Energía 2010", Obtenido el 1º de diciembre de 2011, de la página: http://www.anes.org/anes/index.php?option=com_wrapper&Itemid=13. Consultado el 27 de Octubre del 2013.
- http://www.sener.gob.mx/res/PE_y_DT/pub/2012/PER_2012-2026.pdf. Consultado el 29 de Octubre del 2013.
- Elsevier B.V 2012, recuperado de <http://www.sciencedirect.com>. Consultado el 4 de Noviembre del 2013.
- CONUEE, (2008), "Irradiación global media en la República Mexicana". Tabla, CONUEE, México. Consultado el 29 de Octubre de 2013, en: http://www.conae.gob.mx/wb/procalsol/energia_solar2.