



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

---

---

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA

## “DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA TÉRMICA GLOBAL DE UN COLECTOR TÉRMICO SOLAR DE PLACA PLANA”

TESIS

Para obtener el título de:

Ingeniero Químico

Presenta:

**Roldan Luciano Viviana**

Director de tesis:

Dr. Alejandro Rogel Ramírez



México D.F. 2013



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

## **DEDICATORIAS**

**A DIOS**, POR PERMITIRME SER PARTE DE ESTE MUNDO Y DARME LA FUERZA NECESARIA PARA SIEMPRE LUCHAR POR MIS OBJETIVOS Y NUNCA PERDER LA FÉ EN MI MISMA. POR LAS VIRTUDES DE LAS QUE ME DOTO PERO SOBRE TODO POR LOS GRANDES DEFECTOS Y LAS MALAS ELECCIONES PUES DE ELLO HE APRENDIDO DEMASIADO.

**A MIS PADRES**, POR CONFIAR EN MI Y POR APOYAR MIS DECISIONES AUNQUE NO SIEMPRE ESTUBIERAN DE ACUERDO CON ELLAS, PORQUE SIN USTEDES NO HABRIA LLEGADO TAN LEJOS, PERO SOBRE TODO GRACIAS POR EL INMENSO AMOR QUE ME DAN. HOY PUEDEN ESTAR ORGULLOSOS DE MÍ.

**A MI MAMÁ, ROCIO LUCIANO**, POR CREER EN MI Y ESTAR SIEMPRE QUE TE HE NECESITADO, POR SOPORTAR MI MAL HUMOR CUANDO LAS COSAS NO SALEN COMO LAS ESPERO, PORQUE AUNQUE TODO EL MUNDO ME DIERA LA ESPALDA SÉ QUE PUEDO CONTAR CONTIGO, POR RECORRER ESTE CAMINO JUNTO A MI QUE A PESAR DE QUE NO HA SIDO FACIL PARA NINGUNA DE LAS DOS NO ME HAS ABANDONADO, LO LOGRAMOS MAMI ASI QUE GRACIAS SIMPLEMENTE POR SER PARTE DE MI VIDA, PUES NO SÉ QUE SERÍA DE LA MIA SIN TI. TE AMO MAMÁ.

**A MI PAPÁ, EMETERIO ROLDAN**, POR MADRUGAR CONMIGO PARA LLEVARME A LA ESCUELA, Y MAS AUN POR ENSEÑARME A SER INDEPENDIENTE Y REPONSABLE DE MIS ACTOS, POR AYUDARME A ENTENDER QUE EN LA VIDA NADA ES GRATIS Y QUE LO QUE VALE LA PENA ES AQUELLO QUE LOGRAMOS CON NUESTRO ESFUERZO. TE AMO PAPÁ.

**A MI HERMANO, SERGIO**, AUNQUE NO TE LO DIGO CON MUCHA FRECUENCIA TE QUIERO MUCHISIMO Y ADMIRO MUCHAS COSAS DE TI COMO TU GRAN CAPACIDAD PARA AMAR Y PERDONAR, GRACIAS POR HABER SIDO MI COMPAÑERO DE JUEGOS Y PELEAS, PORQUE SÉ QUE SI ALGUN DÍA ME QUEDARA SIN AMIGOS SIEMPRE ESTARAS TÚ. Y A PESAR DE QUE YA SEAS TODO UN HOMBRE DE FAMILIA PARA MI SIEMPRE SERAS MI HERMANITO MENOR. TE QUIERO CHAPARRO.

**A MI CUÑADA JANETH Y MIS SOBRINAS, MELANY Y ALISON**, PORQUE AL LLEGAR A MI VIDA ME ENSEÑARON A SER PACIENTE Y TOLERANTE EN MUCHOS ASPECTOS AYUDANDOME A RECORDAR LO HERMOSO DE LA INOCENCIA DE LOS NIÑOS. LAS QUIERO MUCHO Y SIEMPRE QUE NECESITEN DE MI AHÍ ESTARE.

**A MIS ABUELITOS**, POR FORMAR PARTE DE ESTE SUEÑO Y HABERME PERMITIDO CRECER RODEADA DE AMOR EN UNA GRAN FAMILIA, POR TODAS LAS HISTORIAS Y ENSEÑANZAS COMPARTIDAS. LOS ADORO MIS VIEJITOS LINDOS.

**A MIS TIOS, TIAS Y A MI FAMILIA EN GENERAL**, PORQUE TODOS DE ALGUNA FORMA ME HAN APOYADO Y SÉ QUE USTEDES TAMBIEN ESTAN ORGULLOSOS DE MI, GRACIAS POR TODO, LOS QUIERO MUCHISIMO.

*A MIS AMIGOS, LILIAN, JONATHAN Y RAQUEL, POR COMPARTIR CONMIGO SU TIEMPO Y BRINDARME SU AMISTAD, POR PERMITIRME SER PARTE DE SUS VIDAS CONVIRTIENDOSE EN PERSONAS MUY IMPORTANTES EN LA MIA. GRACIAS POR LAS RISAS, DESVELOS, ANGUSTIAS Y CADA UNA DE LAS ANECDOTAS QUE HEMOS PASADO JUNTOS, POR LOS CONSEJOS Y POR AYUDARME A REIR CUANDO PARECIA IMPOSIBLE HACERLO. LOS QUIERO MUCHO.*

*A MIS AMIGAS, DULCE Y PATRICIA, POR SEGUIR SIENDO INCONDICIONALES CONMIGO AUNQUE PASE EL TIEMPO, POR ESCUCHARME Y ACONSEJARME, POR DEMOSTRARME QUE AUN CON LA DISTANCIA LA AMISTAD Y EL CARIÑO PERSISTEN. LAS QUIERO MUCHO.*

*A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO, POR PERMITIRME SER PARTE DE ESTA GRAN INSTITUCIÓN.*

*A LA FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA, POR ABRIRME LAS PUERTAS DE SUS AULAS Y HABERME ACOGIDO DURANTE ESTOS CUATRO AÑOS Y MEDIO CONVIRTIENDOSE EN MI SEGUNDO HOGAR.*

*A MIS PROFESORES, POR LA ENSEÑANZA EDUCATIVA Y DE VIDA QUE CADA UNO ME OTORGO, NO SOLO A NIVEL LICENCIATURA SINO TAMBIÉN A AQUELLOS DE PRIMARIA Y SECUNDARIA QUE MÁS QUE MAESTROS FUERON AMIGOS.*

*A MI DIRECTOR DE TESIS, DR. ALEJANDRO ROGEL RAMIREZ, GRACIAS POR LA OPORTUNIDAD DE FORMAR PARTE DE TAN IMPORTANTE PROYECTO, POR LA PACIENCIA Y CONFIANZA, POR COMPARTIR SUS CONOCIMIENTOS Y ANECDOTAS, PERO SOBRE TODO POR SU AMISTAD. EL MÁS SINCERO AGRADECIMIENTO Y UNA ENORME ADMIRACIÓN.*

*A TODAS LAS PERSONAS QUE HAN FORMADO PARTE DE MI VIDA, LAS QUE SIGUEN Y LAS QUE POR ALGUN U OTRO MOTIVO SE HAN IDO, GRACIAS PORQUE LOS BUENOS MOMENTOS AHORA SON RECUERDOS Y LOS MALOS SE HAN CONVERTIDO EN EXPERIENCIAS.*

*ESTE LOGRO NO SOLO ES MIO SINO TAMBIEN DE TODOS LOS QUE HAN CREIDO EN MI.*

*ROLDAN LUCIANO VIVIANA.*



	CONTENIDO	Pág.
	Lista de figuras	I
	Lista de gráficas	I
	Lista de tablas	II
	Resumen	III
	Objetivos	IV
	Nomenclatura	V
	Introducción	VIII
Capítulo I	Calentadores solares	
1.1	Colectores solares	1
	Colectores solares fotovoltaicos	3
	Energía fotovoltaica y su papel dentro de las energías renovables	5
1.2	Colectores térmicos solares	6
	Colectores de baja temperatura o placa plana	6
	Mecanismos de circulación	10
	Circulación forzada	10
	Circulación natural o termosifón	11
1.3	Normas y estándar aplicables	13
	México	13
	Estados unidos	14
	Europa	14
Capitulo II	Modelado matemático	
2.1	Balance de calor entre la placa absorbadora y la cubierta de vidrio	18
2.2	Balance de calor entre la placa absorbadora y el fluido de trabajo	21
2.3	Balance de calor entre la placa absorbadora y la carcasa	23
2.4	Eficiencia del colector térmico solar de placa plana	24



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Capítulo III	Metodología experimental	
	3.1 Materiales para la construcción del colector	27
	3.2 Metodología para el armado	28
	3.3 Toma de datos experimentales	30
Capítulo IV	Resultados	
	4.1 Perdidas de calor en el colector en un día soleado	35
	Calor transferido de la placa a la cubierta de vidrio	36
	Calor transferido de la placa al fluido de trabajo	41
	Calor transferido de la placa a la carcasa	44
	Calor transferido de la cubierta al ambiente	47
	4.2 Perdidas de calor en el colector en un día nublado	50
	Calor transferido de la placa a la cubierta de vidrio	51
	Calor transferido de la placa al fluido de trabajo	52
	Calor transferido de la placa a la carcasa	53
	Calor transferido de la cubierta al ambiente	54
	4.3 Eficiencia del colector	55
	Conclusiones	57
	Referencias bibliográficas	58
	Fuentes electrónicas	58
	Bibliografía	59



### *LISTA DE FIGURAS.*

Figura 1.1	Tipos de radiación solar
Figura 1.2	Célula fotovoltaica y panel fotovoltaico
Figura 1.3	Partes de un colector térmico solar de placa plana
Figura 1.4	Cubierta de vidrio
Figura 1.5	Placa absorbedora
Figura 1.6	Aislantes térmicos
Figura 1.7	Carcasa de un colector de placa plana
Figura 1.8	Diagrama de colector solar por medio de una bomba
Figura 1.9	Diagrama de colector solar por medio de termosifón
Figura 1.10	Distancia entre el termotanque y el colector
Figura 2.1	Diagrama de pérdidas de calor en el colector solar
Figura 2.2	Distribución de termómetros en la placa absorbedora
Figura 3.1	Colector solar de placa plana armado
Figura 3.2	Termotanque experimental
Figura 3.3	Sistema colector instalado en FES Zaragoza Campo II

### *LISTA DE GRÁFICAS*

Gráfica 1.1	Porcentaje de energías renovables en el consumo energético
Gráfica 4.1	Calor transferido de la placa absorbedora a la cubierta de vidrio
Gráfica 4.2	Calor transferido entre la placa absorbedora y el agua
Gráfica 4.3	Calor transferido hacia el aislante
Gráfica 4.4	Calor transferido de la cubierta de vidrio hacia el ambiente
Gráfica 4.5	Calores involucrados en el colector
Gráfica 4.6	Calor transferido de la placa absorbedora a la cubierta de vidrio en un día nublado
Gráfica 4.7	Calor transferido de la placa absorbedora al agua en un día nublado
Gráfica 4.8	Calor transferido de la placa absorbedora al aislante en un día nublado
Gráfica 4.9	Calor transferido de la cubierta de vidrio hacia el ambiente en un día nublado
Gráfica 4.10	Calores involucrados en el colector en un día nublado



## LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1	Empresas líder en la producción de células fotovoltaicas
Tabla 4.1	Registros experimentales de temperaturas en un día soleado
Tabla 4.2	Registros experimentales de temperaturas en un día nublado
Tabla 4.3	Características físicas del colector y algunos de sus componentes.
Tabla 4.4	Resultados puntuales para el día en cuestión del calor transferido entre la placa absorbadora y la cubierta de vidrio.
Tabla 4.5	Resultados puntuales del calor transferido entre la placa absorbadora y el agua que fluye por los tubos.
Tabla 4.6	Resultados puntuales del calor transferido entre la placa absorbadora y la carcasa mediante el aislante.
Tabla 4.7	Resultados puntuales de los coeficientes de transferencia de calor por radiación y convección del viento.
Tabla 4.8	Resultados puntuales para un día nublado entre la placa y la cubierta.
Tabla 4.9	Resultados puntuales para un día nublado entre la placa y el agua.
Tabla 4.10	Resultados puntuales del calor transferido entre la placa y el aislante en un día nublado.
Tabla 4.11	Resultados puntuales para un día nublado entre la placa y el ambiente.
Tabla 4.12	Eficiencias en el colector





## *RESUMEN*

Una de las opciones más conocidas para la utilización de la energía solar es el uso de calentadores solares en edificios y casas siendo los más comunes los de placa plana, esto ha resultado de gran utilidad en el abastecimiento de agua caliente, representando un ahorro considerable en el consumo de energéticos a nivel doméstico, se encuentran en el mercado nacional varios dispositivos de captación solar térmica, con eficiencias térmicas globales muy aceptables, pero su costo fluctúa entre 15000 y 25000 pesos, que resulta oneroso para la mayoría de los habitantes de este país.

Para lograr que todas las familias tengan acceso a un sistema de captación solar es necesario que el precio sea accesible, por lo tanto es necesario contar con un calentador solar de placa plana elaborado con materiales nativos de la región para que disminuya el costo y aumente el acceso masivo a dichos dispositivos, además deben ser competitivos en cuanto a eficiencia térmica en comparación a los que actualmente se encuentran en el mercado, y eso es lo que se pretende demostrar en este trabajo.



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



### OBJETIVOS

1. Aplicar ecuaciones teóricas para el modelado matemático de un sistema de captación térmica solar, de placa plana.
2. Realizar el análisis térmico de un sistema de captación térmica solar de placa plana.
3. Determinar la eficiencia global de un sistema de captación térmica solar, de placa plana.



## NOMENCLATURA

$A_c$	Área del colector	$m^2$
$A_{ca}$	Área del colector-aislante	$m^2$
$A_i$	Área total de los tubos	$m^2$
$A_L$	Área de los laterales	$m^2$
$an$	Ancho de la carcasa	$m$
$Cp_a$	Capacidad calorífica del agua	$J/KgK$
$Cp_{aa}$	Capacidad calorífica del aire en el ambiente	$J/KgK$
$Cp_{ai}$	Capacidad calorífica del aire interno	$J/KgK$
$d$	Diámetro interno del tubo	$m$
$E_{ais}$	Espesor del aislante	$m$
$E_v$	Espesor del vidrio	$m$
$e_p$	emisividad de la placa (carbón)	
$e_v$	emisividad del vidrio	
$F$	Factor de eficiencia del colector	
$g$	Aceleración de la gravedad 9.81	$m/s^2$
$G$	Irradiancia solar	$W/m^2$
$G_r$	Número de Grashof	
$h$	Altura del colector	$m$
$h_{cpv}$	coeficiente de transferencia de calor por convección de la placa al vidrio	$W/m^2K$
$h_i$	Coeficiente de transferencia de calor en los tubos por conducción	$W/m^2K$
$h_{rpv}$	coeficiente de transferencia de calor por radiación de la placa al vidrio	$W/m^2K$
$h_{rva}$	Coeficiente de transferencia de calor por radiación de la cubierta del vidrio al ambiente	$W/m^2K$
$h_w$	Coeficiente convectivo del viento	$W/m^2K$
$k_a$	Conductividad térmica del agua	$W/mK$
$k_{ai}$	Conductividad térmica del aire interno	$W/mK$
$k_{ais}$	Conductividad térmica del aislante	$W/mK$
$k_{amb}$	Conductividad térmica del aire a temperatura ambiente	$W/mK$
$k_v$	Conductividad térmica del vidrio	$W/mK$
$L$	Longitud 0.25 para colectores horizontales	$m$
$l$	Longitud de los tubos	$m$
$l_c$	Largo de la carcasa	$m$



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



$n$	Número de tubos	
$N_u$	Número de Nusselt	
$P$	Perímetro del colector	$m$
$P_r$	Número de Prandtl	
$Q_{abs}$	Calor total absorbido	$W$
$Q_{agua}$	calor transferido al agua	$W$
$Q_{carcasa}$	calor transferido a la carcasa	$W$
$Q_{cubierta}$	Calor transferido a la cubierta	$W$
$Q_{cpv}$	Calor por convección de la placa al vidrio	$W$
$Q_{rpv}$	Calor por radiación de la placa al vidrio	$W$
$Q_f$	Calor en el fondo de la carcasa	$W$
$Q_L$	Calor hacia los laterales	$W$
$Q_{util}$	Calor aprovechado en el colector	$W$
$R_a$	Número de Rayleigh	
$R_a'$	Número de Rayleigh considerando el ángulo de inclinación	
$R_e$	Número de Reynolds	
$T_a$	Temperatura del agua	$K$
$T_{ae}$	Temperatura del agua a la entrada del colector	$K$
$T_{ai}$	Temperatura aire	$K$
$T_{ais}$	Temperatura del aislante	$K$
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	$K$
$T_{as}$	Temperatura del agua a la salida del colector	$K$
$T_p$	Temperatura de placa	$K$
$T_s$	Temperatura de cielo	$K$
$T_{ve}$	Temperatura de vidrio externa	$K$
$T_{vi}$	Temperatura de vidrio interna	$K$
$U$	Coficiente global de transferencia de calor	$W/m^2K$
$U_f$	Coficiente de transferencia de calor hacia el fondo	$W/m^2K$
$U_L$	Coficiente de transferencia de calor hacia los laterales	$W/m^2K$
$V_a$	Flujo volumétrico de agua	$m^3/s$
$\alpha$	Absortancia	
$\beta_{aa}$	Coficiente de expansión volumétrica del aire en el ambiente	$K^{-1}$
$\beta_{ai}$	Coficiente de expansión volumétrica del aire interno	$K^{-1}$
$\rho_a$	Densidad del agua	$Kg/m^3$
$\mu_a$	Viscosidad del agua	$Kg/m s$



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



$\mu_{aa}$	Viscosidad del aire en el ambiente	$Kg/m s$
$\mu_{ai}$	Viscosidad del aire interno	$Kg/m s$
$\gamma_{aa}$	Viscosidad cinemática del aire en el ambiente $\mu/\rho$	$m^2/s$
$\gamma_{ai}$	Viscosidad cinemática del aire interno $\mu/\rho$	$m^2/s$
$\rho$	Densidad del aire.	
$\sigma$	Constante de Stefan Boltzman $5.67 \times 10^{-8}$	$W/m^2k^4$
$\theta$	Ángulo de inclinacion	
$\eta_c$	Eficiencia del colector	
$\tau$	Transmitancia	



## INTRODUCCIÓN

Sin la presencia del sol, la vida en nuestro planeta desaparecería. Es nuestra principal fuente energética. El sol es una esfera de materia gaseosa inmensamente caliente, con  $1.39 \times 10^9$  m de diámetro y una temperatura efectiva de  $5762 \text{ K}^{[1]}$ . La temperatura en la región central es mucho mayor y se estima entre  $8 \times 10^6$  y  $40 \times 10^6 \text{ K}$ . La energía total a la salida del sol es de  $3.8 \times 10^{20} \text{ MW}$ , esta energía se irradia hacia el exterior en todas direcciones pero solo  $1.7 \times 10^{14} \text{ KW}$  es interceptada por la tierra <sup>[1]</sup>. Sin embargo, incluso con esta pequeña fracción se estima que 30 minutos de la radiación solar que cae sobre la tierra equivale a la demanda de energía mundial durante un año. Es importante señalar que la potencia de la radiación varía según el momento del día; las condiciones atmosféricas que la amortiguan y la latitud. Se puede asumir que en buenas condiciones de radiación el valor es de aproximadamente  $1000 \text{ W/m}^2$  en la superficie terrestre.

Desgraciadamente, durante los últimos 100 años hemos estado utilizando como fuentes energéticas el petróleo, el carbón, etc., que además de estar por agotarse, contaminan la atmósfera y la tierra con los residuos que dejan (dióxido de carbono, óxidos nítricos, metales pesados, etc.) hasta el punto que peligra el equilibrio ecológico de nuestro planeta.

Debido a esto, en la actualidad, se esta volviendo a pensar en el sol y otras fuentes de energía limpias e ilimitadas para abastecernos de energía sin poner en peligro nuestro planeta. Sin embargo a pesar de la investigación que se ha hecho y de los conocimientos que se tienen sobre los medios de aprovechamiento de la energía solar, su aplicación es aun insuficiente en comparación al uso de las fuentes de energía tradicionales.



Determinación de la eficiencia térmica global de un  
colector térmico solar de placa plana



# **CAPÍTULO I**

# **CALENTADORES SOLARES**

## 1.1 Colectores Solares

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador térmico que transforma radiación solar en energía térmica utilizable. El aprovechamiento mediante colectores térmicos de la energía solar es la aplicación más inmediata de las tecnologías solares. Se basa en la captación de energía mediante cuerpos expuestos a radiación preferentemente de color oscuro con el fin de mejorar la conversión.

Resulta importante definir la radiación solar y los diferentes tipos de radiación, empezaremos diciendo que la radiación solar es el conjunto de radiaciones electromagnéticas emitidas por el sol. Se distribuye desde la radiación infrarroja hasta la ultravioleta.

Los tipos de radiación solar son función de las transformaciones que sufre la radiación solar al incidir sobre la atmosfera terrestre.

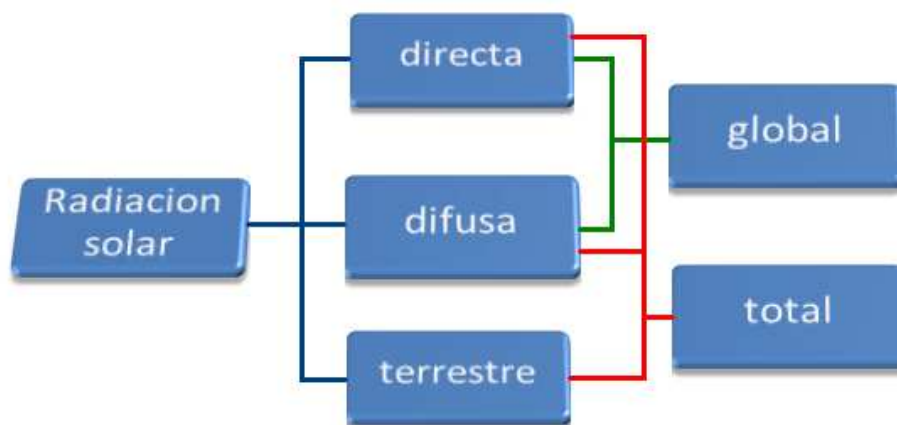


Figura 1.1 Tipos de radiación solar





## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Radiación directa: Se recibe directamente del sol. Para medir la radiación directa se utilizan los términos de irradiancia, rapidez de incidencia de energía radiante sobre una superficie [ $\text{W}/\text{m}^2$ ], e irradiación, cantidad de energía radiante por unidad de área [ $\text{J}/\text{m}^2$ ].

Radiación difusa: Se recibe del sol después de ser desviada por dispersión atmosférica.

Radiación terrestre: Proviene del reflejo en objetos terrestres.

Radiación global: Es la suma de las radiaciones directa y difusa.

Radiación total: Es la suma de las radiaciones directa, difusa y terrestre.

El Sol emite energía entre 0,2 y 4,0 micrómetros de la cual aproximadamente un 9 % es radiación ultravioleta, un 50 % corresponde a luz visible y un 41 % a radiación infrarroja.

Después de establecer lo anterior, podemos decir que el flujo de energía radiante que finalmente intercepta el colector procede de la radiación global en el rango infrarrojo, visible y ultravioleta del espectro solar (abarcando las longitudes de onda entre 0.3 y 3 micrómetros) y es un flujo variable con el tiempo y la localización geográfica, por naturaleza.

Para fines energéticos la energía solar se aprovecha a través de dos vías mediante dos principios físicos diferentes.

- ❖ Vía fotovoltaica. Transforma directamente la energía solar en energía eléctrica mediante células solares.
- ❖ Vía térmica. Absorben la energía solar y la transforma en calor.

### *Colectores solares fotovoltaicos*

Un captador solar fotovoltaico es un conjunto de células solares fotovoltaicas destinadas a producir electricidad a partir de energía solar.

Su funcionamiento se basa en el efecto fotovoltaico. Este efecto se produce cuando sobre materiales semiconductores convenientemente tratados incide la radiación solar produciéndose electricidad.

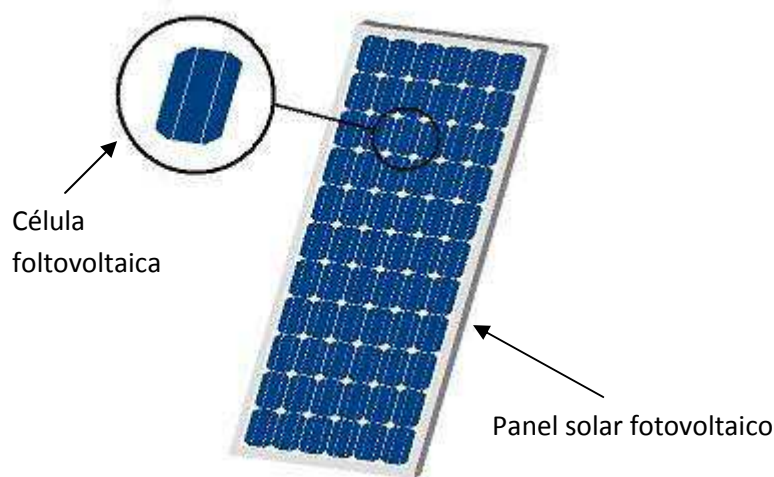


Figura 1.2 Célula fotovoltaica y panel fotovoltaico

Para que los sistemas fotovoltaicos provean de energía eléctrica durante las noches, resulta necesario la utilización de baterías en las cuales se acumula la energía eléctrica generada durante el día, este hecho encarece su aplicación. Sin embargo se están desarrollando sistemas fotovoltaicos conectados directamente a la red eléctrica.

En la actualidad España es uno de primeros países con mas potencia fotovoltaica del mundo con una potencia acumulada instalada de 3.523 MW <sup>[2]</sup>. El uso de los colectores solares fotovoltaicos implica una demanda existente en



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



el mercado y por lo tanto son varias las empresas que compiten por cubrir dicha demanda, Alemania es el segundo fabricante mundial de paneles solares fotovoltaicos detrás de Japón, con cerca de 5 millones de metros cuadrados de paneles solares, aunque solo representa el 0.03% de su producción energética total.

Tabla 1.1 Empresas líder en la producción de células fotovoltaicas

Región	Principales fabricantes
Europa	RWE-Schott Solar (Alemania) Isofoton (España) Q-Cells (Alemania) Deutsche Cell (Alemania) Photowatt-France (Francia) Ersol (Alemania) Shell (Alemania/Holanda) Astro Power (España)
Estados Unidos	Shell Power Astro Power RWE Schott Solar
Japón	Sharp Kyocera Sanyo Kaneka Mitsubishi Heavy Industries
Resto del mundo	BP Solar (Australia)

Fuente: Solar generation. Solar electricity for over 1 billion people and 2 million jobs by 2020 (EPIA)

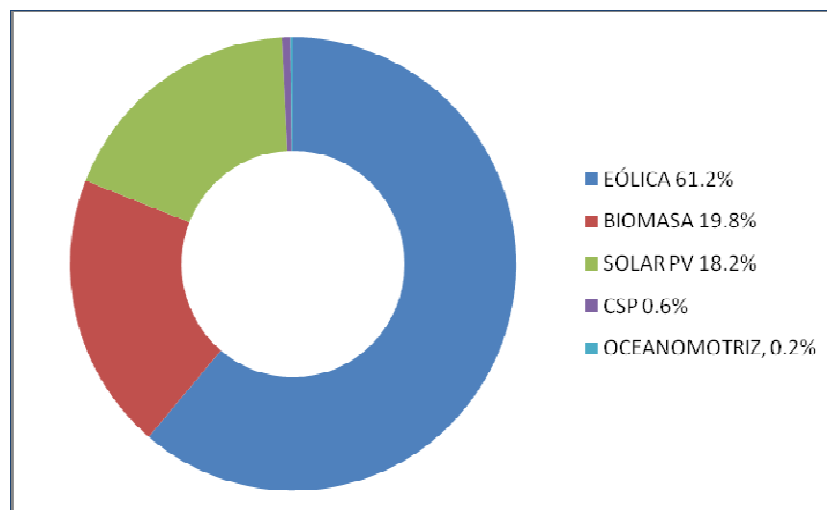


## *Energía fotovoltaica y su papel dentro de las energías renovables*

De acuerdo a la REN 21 la producción de energía renovable se incrementó en 15.07% con respecto al primer trimestre de 2012. El 19.8% esta representado por la biomasa/biocombustibles, el 0.2% corresponde a la energía oceanomotriz, el 61.2 % para la eólica, 0.2% perteneciente a la CSP (Energía Solar Concentrada), mientras que para la energía solar fotovoltaica es el 18.2%.

Como es bien sabido la energía solar fotovoltaica forma parte de las energías renovables o limpias, que día con día aumentan de popularidad dentro de las opciones para producir energía sin dañar el equilibrio ecológico del planeta.

El siguiente gráfico muestra el porcentaje de la contribución de los diferentes tipos de energías renovables en el consumo energético nacional.



Gráfica 1.1 Porcentaje de energías renovables en el consumo energético  
PV: Fotovoltaica  
CSP: Energía Solar Concentrada



## 1.2 Colectores térmicos solares

Un colector térmico solar es el dispositivo encargado de captar la radiación solar y convertir su energía en energía calorífica.

Existen los siguientes tipos de colectores térmicos solares:

- ✓ Colectores de baja temperatura
- ✓ Colectores de temperatura media
- ✓ Colectores de alta temperatura

En este caso solo nos basaremos en los de baja temperatura también conocidos como colectores térmicos solares de placa plana.

### *Colectores de baja temperatura o placa plana*

Proveen calor útil a temperaturas menores de 80 °C mediante absorbedores metálicos o no metálicos para todas aquellas actividades en las que el calor requerido no es mayor a 60 °C, por ejemplo el calentamiento de agua para usos domésticos.

En el interior de estos colectores se lleva a cabo un efecto invernadero, logrado por una cubierta generalmente de vidrio debido a que una parte de la radiación que atraviesa la cubierta y llega a la placa absorbedora es reflejada hacia la cubierta transparente, con una longitud de onda superior a 3 micrómetros para la cual ésta es opaca, consiguiendo así retener la radiación en el interior.

El siguiente esquema muestra los principales componentes de un colector térmico solar de placa plana.

- 1 Cubierta transparente
- 2 Placa absorbidora
- 3 Tubos
- 4 Aislante
- 5 Carcasa

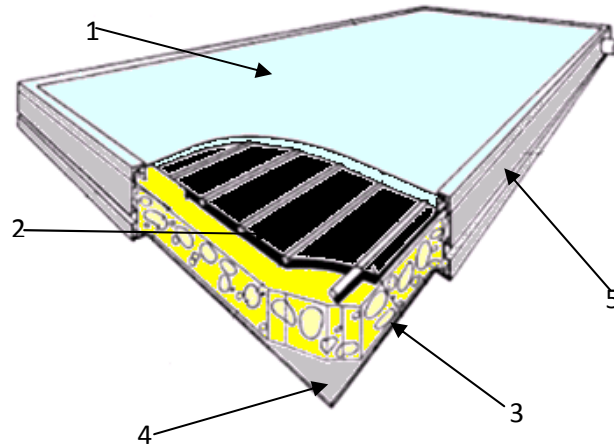


Figura 1.3 Partes de un colector térmico solar de placa plana

### *Cubierta transparente*

Es la encargada de producir el efecto invernadero, permite la entrada de radiación solar hasta la placa absorbidora y minimiza las pérdidas de calor por radiación y convección hacia el medio ambiente por la parte superior del colector.

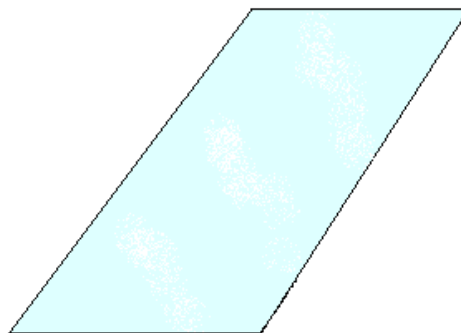


Figura 1.4 Cubierta de vidrio



### *Placa absorbedora*

Es la encargada de convertir la energía radiante captada en calor y de transferir dicho calor por conducción hacia el fluido de trabajo. Todo esto de la forma más eficiente posible. La cara de la placa absorbedora que se expone al sol debe de estar cubierta de una pintura de color negro para mejorar la captación.



Figura 1.5 Placa absorbedora

### *Material aislante*

Se encarga de disminuir las pérdidas de calor por radiación y convección hacia el exterior por la parte posterior y por los laterales del colector. Los aislantes térmicos más utilizados en los colectores solares de placa plana son: Fibra de vidrio, espuma rígida de poliuretano y poliestireno expandido.

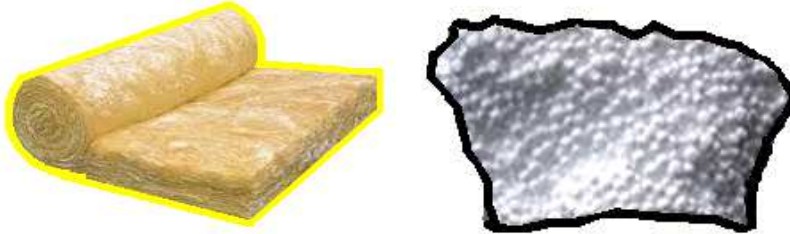


Figura 1.6 Aislantes térmicos (fibra de vidrio a la izq. y poliestireno expandido a la derecha)

### *Carcasa*

Protege y soporta los elementos que constituyen el colector solar, debe ser rígida y estructuralmente resistente para que asegure la estabilidad del colector, lo más resistente posible a la intemperie, es decir a efectos corrosivos de la atmosfera y a la inestabilidad química debido a las inclemencias del tiempo. Además se debe evitar toda geometría que permita la acumulación de agua, hielo o algún otro tipo de residuo inconveniente en el exterior del colector.

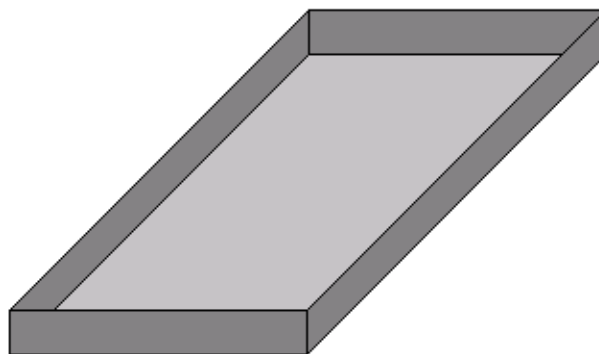


Figura 1.7 Carcasa de un colector de placa plana



### *Mecanismos de circulación*

Se refiere al mecanismo mediante el cual se lleva a cabo el movimiento del fluido que se encuentra dentro de los tubos en el colector, se conocen dos tipos de mecanismos: por circulación forzada y la circulación natural también conocida como termosifón.

### *Circulación forzada*

Se dota a la instalación con bombas de circulación para provocar el movimiento del fluido de trabajo (generalmente agua o aire).

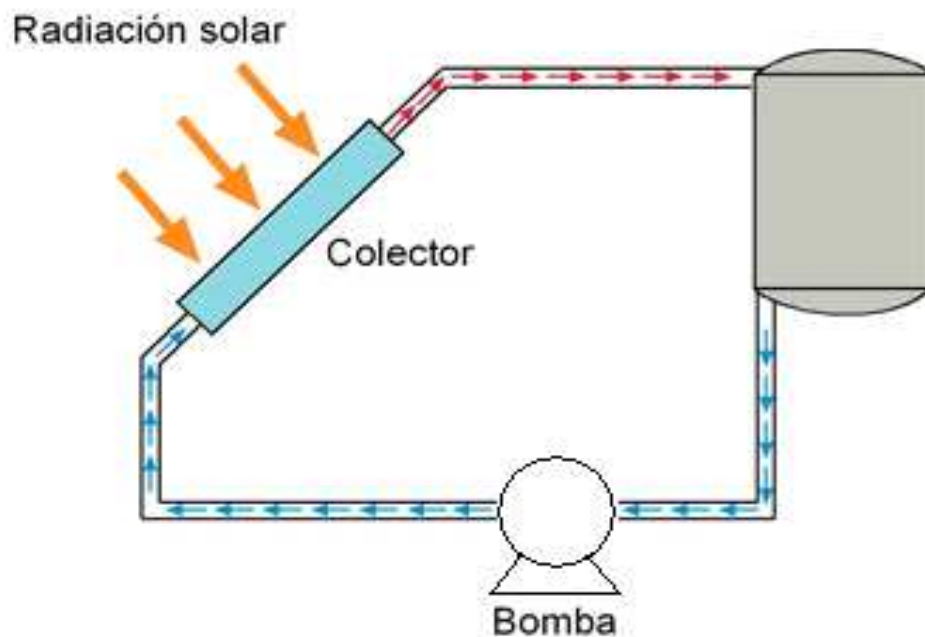


Figura 1.8 Diagrama de colector solar por medio de una bomba.

### *Circulación natural o Termosifón*

El fluido de trabajo circula de manera natural por la diferencia de densidades del fluido, como consecuencia de variaciones en la temperatura.

El agua al calentarse sufre un desplazamiento vertical basado en la disminución de su densidad con el aumento de la temperatura, esto provoca que el agua contenida en un deposito (termotanque) se encuentre estratificada, ocupando las posiciones más altas, las de mayor energía o temperatura.

La idea fundamental consiste en tomar el agua contenida en la parte inferior del deposito (que se encuentra a una temperatura menor que la de la parte superior en un intervalo de temperatura entre 10 y 25°C), hacerla circular a través del colector térmico solar para elevar su temperatura y devolverla nuevamente a la parte superior del deposito para que mediante este proceso el agua se caliente y se almacene en el termotanque para poder disponer de ella en los periodos de baja o nula radiación.

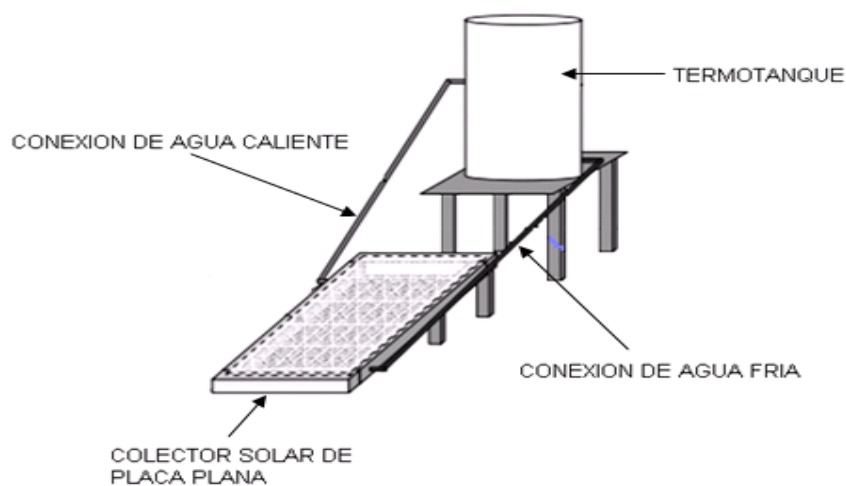


Figura 1.9 Diagrama de colector solar por medio de termosifón.

La circulación por termosifón implica el riesgo de una circulación inversa, es decir que el fluido se enfríe en los colectores, volviéndose más denso y retrocediendo hacia el depósito.

Para evitar la circulación inversa, se recomienda que entre la parte superior del colector y la parte inferior del termotanque exista un desnivel mínimo de aproximadamente 30 cm <sup>[5]</sup>, en cualquier latitud y altitud.

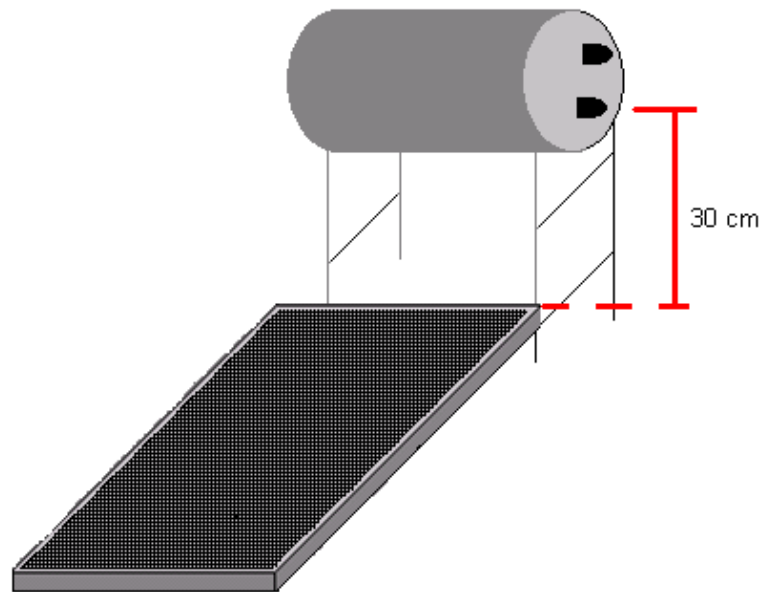


Figura 1.10 Distancia entre el termotanque y el colector



### 1.3 Normas aplicables

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 térmico solares.

Debido a esto algunos de los documentos normativos sobre los requisitos generales y los métodos de ensayo aplicable a los colectores térmicos se listan a continuación, a modo de ejemplo:

#### *México*

En México el sistema de normalización para el aprovechamiento de la energía solar funciona a partir de la Ley Federal de Metrología y Normalización. Se conoce como el NESO-13 y fue creado por el Organismo Nacional de Normalización (NORMEX).

El NESO-13 esta formado por las siguientes normas:

**NMX-ES-001-NORMEX 2005.** Rendimiento Térmico y Funcionalidad de Colectores Solares para Calentamiento de Agua. Métodos de Prueba y Etiquetado.

**NMX-ES-002\_NORMEX 2007.** Definiciones y terminología.

**NMX-ES-003\_NORMEX 2007.** Requerimientos mínimos para la instalación de sistemas solares térmicos para calentamiento de agua.

**NMX-ES-004\_NORMEX 2007.** Evaluación térmica de sistemas solares para calentamiento de agua.



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



### *Estados Unidos*

**ASHRAE 93, 2003.** Métodos de ensayo para determinar el rendimiento térmico de colectores solares.

### *Europa*

Para el caso de Europa las normas aplicables son las siguientes:

**UNE-EN 12975-1:2001** Sistemas térmicos solares y sus componentes. Captadores solares. Parte 1: Requisitos generales (Asociación española de normalización y certificación).

**UNE-EN 12975-2:2001** Sistemas térmicos solares y sus componentes. Captadores solares. Parte 2: Métodos de ensayo (Asociación española de normalización y certificación).

**UNE-EN 12976-1:2006** Sistemas térmicos Solares y sus componentes.

**ISO 9488** Energía solar, vocabulario.

**ISO 9806-1 1994.** Método de ensayo para colectores solares. Parte 1: Comportamiento térmico para calentamiento de líquidos.



Determinación de la eficiencia térmica global de un  
colector térmico solar de placa plana



# **CAPÍTULO II**

# **MODELADO MATEMÁTICO**



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



En este capítulo se muestran las ecuaciones para determinar el calor que se pierde hacia las diferentes partes del colector (tubos, cubierta, vidrio, los extremos y el fondo de la carcasa) partiendo de la placa absorbidora.

La transferencia de calor sucede por conducción, convección y radiación. Por ello debemos saber en qué consiste cada uno de los mecanismos.

Transferencia de calor por 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.

Transferencia de calor por convección:

La convección es la transferencia de energía por el movimiento de un fluido generalmente aire. Los datos de transferencia de calor por convección son correlacionados normalmente en términos de tres parámetros adimensionales: el número de Reynolds  $R_e$ , el número de Nusselt  $N_u$  y el número de Prandtl  $P_r$ .

Transferencia de calor por radiación:

Radiación es el mecanismo de transporte de energía mediante radiación electromagnética, por lo tanto no requiere de un medio para su propagación.

Ahora que sabemos en qué consiste cada mecanismo de transferencia de calor, señalaremos en donde ocurre cada uno, la conducción se da principalmente entre la placa, el aislante y los tubos por donde circula el fluido de trabajo en este caso el agua. La convección y la radiación están presentes en el flujo de calor entre la placa y la cubierta de vidrio.

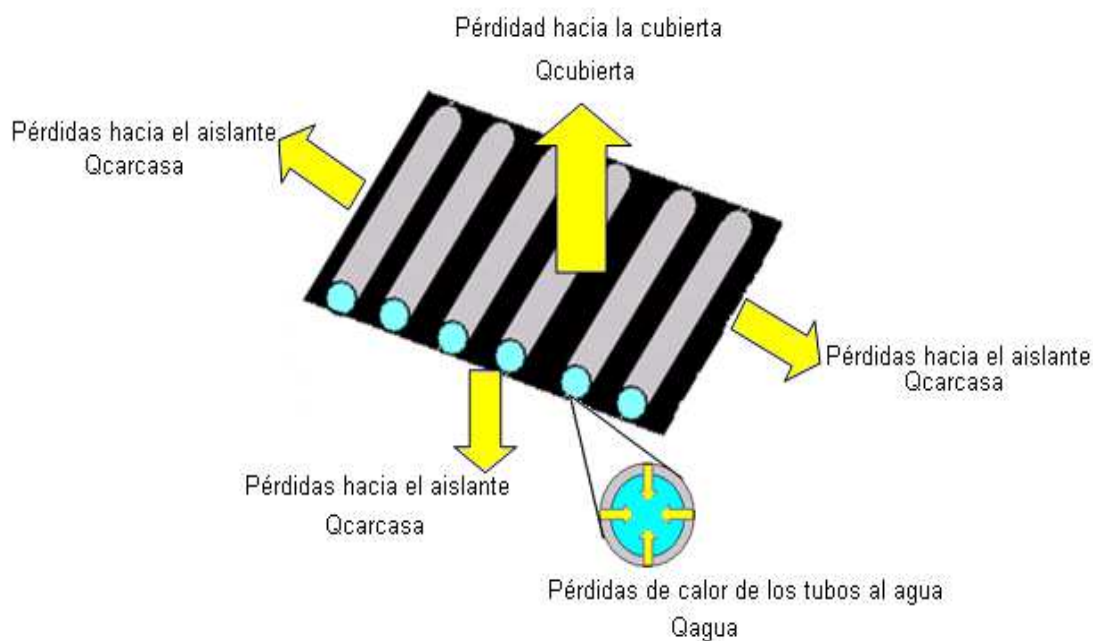


Figura 2.1 Diagrama de pérdidas de calor en el colector solar

Consideraciones para el modelado matemático:

1. Sistema en estado estacionario
2. El flujo es laminar
3. El mecanismo de circulación es mediante termosifón.

Para fines del balance de calor diremos que el calor absorbido por la placa es igual al calor que cede hacia los tubos, los extremos y el fondo de la caja, y hacia la cubierta de vidrio (figura 2.1), quedando la ecuación como:

$$Q_{\text{abs}} = Q_{\text{cubierta}} + Q_{\text{agua}} + Q_{\text{carcasa}} \quad 2.1$$



Para la temperatura de la placa ( $T_p$ ) se tomara un promedio para el cálculo debido a que en el colector solar con el que se cuenta para realizar el balance de calor hay instalados tres termómetros, uno en cada extremo y uno en el centro de la placa.

Para la temperatura del agua  $T_a$  también usaremos un promedio entre la temperatura de entrada y la de salida ( $T_{ae}$  y  $T_{as}$  respectivamente).

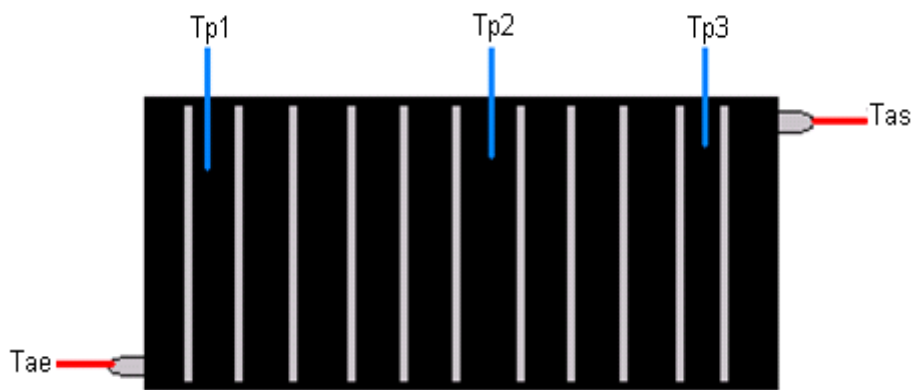


Figura 2.2 Distribución de termómetros en la placa absorbidora

De acuerdo al esquema anterior:

$$T_p = \frac{T_{p1} + T_{p2} + T_{p3}}{3} \quad 2.2$$

$$T_a = \frac{T_{ae} + T_{as}}{2} \quad 2.3$$



## 2.1 Balance de calor entre la placa absorbedora y la cubierta de vidrio

El calor es transferido de la placa absorbedora hacia la cubierta de vidrio mediante los mecanismos de convección y radiación, por ello se ven implicados los coeficientes de transferencia de calor tanto el convectivo como el de radiación pues no existe un contacto directo entre la placa y el vidrio, sin embargo mediante las capas de aire se transfiere calor, por lo tanto el calor transferido por radiación  $Q_{rpv}$  puede calcularse como:

$$Q_{rpv} = h_{rpv} (T_p - T_{vi}) A_c \quad 2.4$$

Para el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y el vidrio  $h_{rpv}$ , usaremos la temperatura de la placa  $T_p$  y la temperatura interna del vidrio  $T_{vi}$  además de la constante de Stefan Boltzman y las emisividades de la placa  $e_p$  (carbón) y el vidrio  $e_v$ , cuyos valores se tomarán de la tabla 4.3.

$$h_{rpv} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_{vi}^2)(T_p + T_{vi})}{\left(\frac{1}{e_p} + \frac{1}{e_v} - 1\right)} \quad 2.5$$

Calor perdido por convección  $Q_{cpv}$ :

$$Q_{cpv} = h_{cpv} (T_p - T_{vi}) A_c \quad 2.6$$

Para determinar el coeficiente convectivo  $h_{cpv}$  se debe conocer el valor del Número de Nusselt  $N_u$ , la conductividad térmica del aire  $k_{ai}$  y una longitud característica  $L$  de 0.25 m para colectores solares horizontales [5].



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



$$h_{cpv} = \frac{Nu k_{ai}}{L} \quad 2.7$$

El número de Nusselt es función del número de Rayleigh y este a su vez del número de Prandtl y del número de Grashof. Por lo tanto las ecuaciones que utilizaremos son las siguientes:

$$Gr = \frac{g \beta_{ai} (T_p - T_{vi}) L^3}{\gamma_{ai}^2} \quad 2.8$$

$$Pr = \frac{Cp_{ai} \mu_{ai}}{k_{ai}} \quad 2.9$$

Para el cálculo de los números adimensionales las propiedades del aire deben ser tomadas en función a su temperatura, con las ecuaciones de P.T. Tsilingiris<sup>[3]</sup>.

Coefficiente de expansión volumétrica  $\beta_{ai}$  :

$$\beta_{ai} = \frac{1}{T_{ai}} \quad 2.10$$

Capacidad calorífica del aire  $Cp_{ai}$  :

$$Cp_{ai} = 1.03409 - 0.284887 \times 10^{-3} T_{ai} + 0.7816818 \times 10^{-6} T_{ai}^2 - 0.4970786 \times 10^{-9} T_{ai}^3 + 0.1077024 \times 10^{-12} T_{ai}^4 \quad 2.11$$



Viscosidad  $\mu_{ai}$ :

$$\mu_{ai} = [-0.98601 + 9.080125 \times 10^{-2} T_{ai} - 1.17635575 \times 10^{-4} T_{ai}^2 + 1.2349703 \times 10^{-7} T_{ai}^3 - 5.7971299 \times 10^{-11} T_{ai}^4] \times 10^{-6} \quad 2.12$$

Conductividad térmica  $k_{ai}$ :

$$k_{ai} = -2.276501 \times 10^{-3} + 1.2598485 \times 10^{-4} T_{ai} - 1.4815235 \times 10^{-7} T_{ai}^2 + 1.73550646 \times 10^{-10} T_{ai}^3 - 1.066657 \times 10^{-13} T_{ai}^4 + 2.27663035 \times 10^{-17} T_{ai}^5 \quad 2.13$$

Después de calcular el número de Grashof  $G_r$  y el de Prandtl  $P_r$  se obtiene el número de Rayleigh  $R_a$ :

$$R_a = G_r P_r \quad 2.14$$

Cuando el valor del número de Rayleigh  $R_a$  es mayor a 1000 existe convección, y si  $10^7 < R_a < 10^{11}$ . Entonces:

$$N_u = 0.15 R_a^{1/3} \quad 2.15$$

Para determinar el calor cedido de la placa a la cubierta de vidrio  $Q_{cubierta}$  se suman el calor cedido por radiación  $Q_{rpv}$  y el calor cedido por convección  $Q_{cpv}$ :

$$Q_{cubierta} = Q_{rpv} + Q_{cpv} \quad 2.16$$



## 2.2 Balance de calor entre la placa absorbedora y el fluido de trabajo

La transferencia de calor en esta parte del colector sucede básicamente por conducción debido al contacto de la placa absorbedora con los tubos y estos a su vez con el agua que fluye por la parte interna. Por lo tanto el calor cedido al agua  $Q_{agua}$  se calculará con los valores de temperatura obtenidos previamente con las ecuaciones 2.2 y 2.3.

$$Q_{agua} = h_i A_i (T_p - T_a) \quad 2.17$$

Para poder conocer el valor del área total de los tubos  $A_i$ , utilizaremos la siguiente ecuación, donde  $n$  es el número total de tubos,  $d$  el diámetro interno del tubo y  $l$  el largo de los tubos.

$$A_i = \pi n d l \quad 2.18$$

De igual manera que en el caso anterior el coeficiente de transferencia de calor  $h_i$  depende directamente del número de Nusselt, pero en esta ocasión el valor de la longitud característica se sustituye por el valor del diámetro interno  $d$ :

$$h_i = \frac{N_u k_a}{d} \quad 2.19$$

Para el número de Nusselt se empleará la siguiente correlación:

$$N_u = 0.0015 R_e^{0.75} P_r^{1/3} \quad 2.20$$



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Como se puede observar es necesario recurrir nuevamente al número de Prandtl, y al de Reynolds, calculando las propiedades físicas del agua como función de la temperatura de acuerdo a:

$$Pr = \frac{Cp_a \mu_a}{k_a} \quad 2.21$$

$$Re = \frac{4\rho_a V_a}{\pi d \mu_a} \quad 2.22$$

Las propiedades del agua se calculan a la Temperatura del agua  $T_a$  obtenida anteriormente (ecuación 2.3) de acuerdo a P.M.E. Koffi, et al<sup>(4)</sup>.

Densidad:

$$\rho_a = 1001 - 0.08832T_a - 0.003417T_a^2 \quad 2.23$$

Capacidad Calorífica:

$$Cp_a = 4226 - 3.244T_a + 0.0575T_a^2 - 0.0002656T_a^3 \quad 2.24$$

Conductividad térmica:

$$k_a = 0.557 + 0.002198T_a - 7.08 \times 10^{-6}T_a^2 \quad 2.25$$

Viscosidad:

$$\mu_a = 0.001 - 1 \times 10^{-5}T_a \quad 2.26$$



### 2.3 Balance de calor entre la placa absorbidora y la carcasa

El calor se transfiere por conducción hacia los lados de la carcasa y hacia el fondo utilizando como medio el aislante térmico que utiliza el colector.

Dividiremos el cálculo en dos partes, el calor cedido hacia el fondo de la caja del colector y el transferido hacia las paredes.

De tal manera que para el fondo del colector utilizaremos:

$$Q_f = U_f A_{ca} (T_p - T_{ais}) \quad 2.27$$

$$U_f = \frac{k_{ais}}{E_{ais}} \quad 2.28$$

Donde:

- $Q_f$ : Calor cedido hacia el fondo de la carcasa
- $U_f$ : Coeficiente de transferencia de calor hacia el fondo
- $A_{ca}$ : Área del colector-aislante
- $T_p$ : Temperatura de placa
- $T_{ais}$ : Temperatura del aislante
- $k_{ais}$ : Conductividad térmica del aislante
- $E_{ais}$ : Espesor del aislante

Para las pérdidas hacia las paredes tenemos que:

$$Q_L = U_L A_L (T_p - T_{ais}) \quad 2.29$$

Donde  $U_L$  es el coeficiente de transferencia de calor hacia los laterales (paredes) y se calcula de la siguiente manera:



$$U_L = \frac{k_{ais} A_L}{E_{ais} A_{ca}} \quad 2.30$$

Las distintas áreas a utilizar se obtienen de la siguiente manera, para  $A_L$  que representa el área del aislante incluyendo los laterales se multiplica la altura del colector  $h$  por el perímetro  $P$  del mismo.

$$A_L = hP \quad 2.31$$

$A_{ca}$  es el área del colector y el aislante y se obtiene multiplicando el largo del colector  $l_c$  por el ancho  $an$ .

$$A_{ca} = l_c * an \quad 2.32$$

Por lo tanto el calor total hacia la carcasa es la suma del calor hacia el fondo y el calor hacia las paredes:

$$Q_{carcasa} = Q_f + Q_L \quad 2.33$$

#### 2.4 Eficiencia del colector térmico solar de placa plana

De la radiación total que incide sobre el colector, solo una fracción es aprovechada por el agua, ya que existen pérdidas hacia los alrededores por conducción, convección y radiación, otra se pierde por las características propias de reflexión de la cubierta y la placa de absorción cuyo valor para ambas lo representaremos como  $\tau\alpha$  y se asumirá de 0.9 <sup>[5]</sup> que es el producto de la transmitancia-absortancia del conjunto cubierta placa de absorción, y el resto puede ser almacenada en el colector mismo pero se toma como despreciable.





## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Se establece la eficiencia  $\eta_c$  como, la relación entre el calor útil  $Q_{util}$  en periodos de tiempo específicos sobre la energía solar incidente  $G$  en un área determinada  $A_c$  en el mismo período.

$$\eta_c = \frac{Q_{util}}{GA_c} \quad 2.34$$

La eficiencia  $n_c$  se puede establecer de una manera más precisa tomando en cuenta el factor de transmitancia-absortancia  $\tau\alpha$ , el factor de eficiencia del colector  $F$  y un coeficiente global de pérdidas de calor  $U$ :

$$n_c = F \left[ \tau\alpha - U \frac{T_a - T_{amb}}{G} \right] \quad 2.35$$

Para conocer el valor del coeficiente global de transferencia de calor  $U$  recurrimos a los coeficientes de transferencia de calor calculados anteriormente  $h_{rpv}$  y  $h_{cpv}$  además de agregar el coeficiente de pérdidas de calor por radiación de la cubierta a la atmosfera  $h_{rva}$  y el coeficiente convectivo del viento  $h_w$ :

$$U = (h_{rpv} + h_{cpv})^{-1} + (h_{rva} + h_w)^{-1} + \frac{E_v}{k_v} \quad 2.36$$

Para  $h_{rva}$  y  $h_w$  las ecuaciones son las siguientes utilizando la temperatura del vidrio externa  $T_{ve}$  y la temperatura de cielo  $T_s$ :

$$h_{rva} = \sigma e_v (T_{ve}^2 + T_s^2) * (T_{ve} + T_s) \quad 2.37$$



Donde:

$$T_s = 0.0552 (T_{amb})^{1.5} \quad 2.38$$

$$h_w = \frac{N_u k_{amb}}{L} \quad 2.39$$

Para los números adimensionales de Prandtl, Rayleigh y Grashof, se calculan igual que en la sección anterior solo que esta vez con las temperaturas del vidrio externo  $T_{ve}$  y las del ambiente  $T_{amb}$ .

$$G_r = \frac{g \beta_{aa} (T_{ve} - T_{amb}) L^3}{\gamma_{aa}^2} \quad 2.40$$

$$P_r = \frac{C p_{aa} \mu_{aa}}{k_{amb}} \quad 2.41$$

$$R_a = G_r P_r \quad 2.42$$

$$N_u = 0.15 R_a^{1/3} \quad 2.43$$



Determinación de la eficiencia térmica global de un  
colector térmico solar de placa plana



# **CAPÍTULO III**

# **METODOLOGÍA EXPERIMENTAL**



En este capítulo se describen las actividades realizadas de manera práctica para obtener la información experimental.

El colector se encuentra instalado en la parte trasera de la planta piloto de la carrera de ingeniería química en la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza perteneciente a la Universidad Nacional Autónoma de México.

Dicho colector cuenta con once termómetros distribuidos estratégicamente a lo largo del colector con la finalidad de tener una mayor apreciación de las temperaturas en la placa absorbidora, a la entrada y salida del agua así como en el termotanque.

### *3.1 Materiales para la construcción del colector*

El equipo que se utilizó tanto para la construcción del colector como para el registro de datos se enlista a continuación:

- Tubos de cobre
- Accesorios de cobre
- Manguera
- Tanque de almacenamiento de 30 Litros
- Lamina galvanizada
- Soldadura
- Remachadora neumática
- Remaches
- Taladro y brocas
- Fibra de vidrio
- Termómetros de vidrio
- Termómetros metálicos
- Anemómetro
- Flexometro
- Probeta de 100 ml
- Cronómetro
- Bitácora



### 3.2 Metodología para el armado

#### *Construcción de la placa absorbadora*

Se cortaron 20 tubos metálicos de 30 cm de largo con un diámetro de media pulgada, para posteriormente soldarlos cuidando la inexistencia de fugas, de tal manera que el agua pueda fluir por el interior de los tubos.

Después de contar con la estructura de tubos lo siguiente fue pintarla con biomasa vegetal devolatilizada, dejándola secar perfectamente.

#### *Construcción de la caja y armado del colector*

Con la lámina galvanizada se formo una caja en la que se coloco fibra de vidrio en el fondo y los laterales para que soporte la placa absorbadora y evitar excesivas perdidas de calor.

Se instalaron los termómetros de tal manera que quedaran fijos a la placa para registrar las temperaturas, y se sello con el vidrio y silicón.



Figura 3.1 Colector solar de placa plana armado

### *Termotanque*

El tanque en el que se almacenará el agua calentada tiene una capacidad de 30 L y se encuentra aislado con fibra de vidrio cubierto con un envolvente de lámina galvanizada, y dos conexiones, una para la entrada del agua caliente proveniente del colector y la otra para la salida del agua fría que se encuentra en el tanque y que circula mediante el efecto termosifón por diferencia en las densidades del agua. Para la construcción del envolvente se utilizó lámina galvanizada fijada con remaches.



Figura 3.2 Termotanque experimental

Lo siguiente fue instalar el colector y el termotanque en un lugar óptimo para la captación de la radiación solar, para ello la base que soporta el colector debe tener una inclinación de  $20^\circ$  y la distancia entre el termotanque y el colector es de 30 cm para que se lleve a cabo el efecto termosifón.

Otro aspecto que se cuidó a la hora de la instalación fue que las mangueras se encontraran de un tamaño tal que no quedarán “colgando” dificultando el flujo del agua.



Figura 3.3 Sistema colector instalado en FES Zaragoza Campo II

Una vez que se armo todo el sistema, se procedió a tomar datos experimentales, con el fin de recolectar información en diferentes días y así realizar cálculos posteriores.

### 3.3 Toma de datos experimentales

#### Registro de temperaturas

Los registros se tomaron en un lapso de tiempo comprendido entre los meses de febrero y junio en diferentes intervalos (desde 5, 10, 15 y 30 minutos entre cada lectura) anotando las temperaturas en una bitácora con el siguiente formato.

Día:	Inicio:					Fin:						
t (min)	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>	T <sub>10</sub>	T <sub>11</sub>	T <sub>amb</sub>



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Donde:

$T_1$  = Temperatura del agua a la entrada

$T_2$  = Temperatura de placa izq

$T_3$  = Temperatura de aire interno

$T_4$  = Temperatura del aislante

$T_5$  = Temperatura de placa centro

$T_6$  = Temperatura externa del vidrio

$T_7$  = Temperatura interna del vidrio

$T_8$  = Temperatura de placa derecha

$T_9$  = Temperatura del agua a la salida

$T_{10}$  = Temperatura superior del termotanque

$T_{11}$  = Temperatura inferior del termotanque

$T_{amb}$  = Temperatura ambiente

El colector cuenta con 9 termómetros de vidrio ( $T_1$  a  $T_9$ ) tres están situados en la placa absorbadora ( $T_2$ ,  $T_5$ ,  $T_8$ ), dos en la cubierta de vidrio uno para la parte interna  $T_7$  y uno para la externa  $T_6$ , uno en nuestro aislante (fibra de vidrio)  $T_4$ , uno en la capa de aire existente entre la placa absorbadora y la cubierta de vidrio  $T_3$ , y dos en la entrada y salida del agua  $T_1$  y  $T_9$  respectivamente.

En el caso del termotanque los termómetros utilizados fueron metálicos con rosca para corregir y evitar futuras fugas.

### *Lectura de temperatura ambiente*

Con ayuda del anemómetro se tomaba el registro de la temperatura ambiente pues con ella se realizara el cálculo de la temperatura de cielo al momento de calcular el coeficiente de intercambio de calor entre la cubierta y el ambiente.

### *Determinación del flujo volumétrico*

El flujo volumétrico es una variable muy importante en nuestro sistema y varia con la temperatura, como el fluido se mueve por termosifón (es decir, por el cambio en la densidad del agua por efecto de la temperatura) en cada lectura lo conveniente seria medir también el flujo, sin embargo al no contar con el equipo necesario para hacerlo en cada registro lo que se procedió a hacer es que al alcanzar las temperaturas más altas en la placa y el termotanque, se desconectaba la manguera que conecta la salida del agua del colector y la entrada al termotanque, con ayuda de la probeta y el cronómetro se media el tiempo que tardaba en llenarse 100 ml y de esta forma conocer el flujo





## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



volumétrico con el que se trabajara posteriormente y que se tomara como un valor constante.

Con el flexómetro se midió la altura entre la salida del colector y la entrada al termotanque (figura 1.10) para que el efecto termosifón se lleve a cabo.

Después de recaudar todos los datos necesarios se procedió a realizar los cálculos que se muestran en el siguiente capítulo.



Determinación de la eficiencia térmica global de un  
colector térmico solar de placa plana



# **CAPÍTULO IV**

# **RESULTADOS**



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



En este capítulo se muestran los resultados obtenidos con las ecuaciones descritas en el capítulo II y con los registros de temperatura tomados durante un determinado periodo de tiempo, de 9:30am a 6:00pm para el día soleado y de 10:30am a 5:30pm para el día nublado, presentando solo los cálculos para los días en los que se registraron las temperaturas mas altas y las mas bajas alcanzadas, así como los valores obtenidos al aplicar las ecuaciones.

Tabla 4.1 Registros experimentales de temperaturas en un día soleado.

Día	29-febrero-12											
	Inicio: 9:30 am Fin: 6:00 pm											
t (min)	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>	T <sub>10</sub>	T <sub>11</sub>	T <sub>amb</sub>
0	12	24	20	12	16	11	29	25	30	30.0	19.0	20.0
15	19	31	24	14	26	26	36	26	30	30.0	19.0	25.1
30	21	45	38	26	38	33	42	38	30	30.0	20.0	25.1
45	25	54	47	27	46	32	44	44	38	35.0	29.0	25.7
60	29	58	49	28	52	38	39	52	39	36.0	31.0	30.4
75	30	61	58	30	57	42	43	60	39	39.0	33.0	30.4
90	31	66	55	31	60	45	45	62	40	40.0	34.0	32.8
105	32	69	59	32	63	47	48	66	41	41.0	36.0	32.8
120	33	73	61	33	67	48	50	70	42	42.0	37.0	33.3
150	36	78	65	36	72	52	54	75	44	42.5	40.0	30.0
180	40	85	71	38	78	55	58	82	48	46.0	38.0	32.0
210	42	86	72	39	86	56	59	83	50	49.0	38.5	33.0
240	45	90	76	42	83	59	62	87	51	50.0	44.5	37.9
270	48	91	78	41	84	59	64	90	52	51.0	46.0	36.1
300	50	93	79	40	85	59	64	92	56	55.0	47.0	32.8
330	53	95	81	43	87	62	66	94	58	56.0	46.5	34.2
360	54	94	80	43	86	62	65	95	58	56.0	47.0	34.0
390	57	91	77	42	84	60	64	91	59	57.0	48.0	35.0
420	56	79	70	41	76	52	57	84	58	57.0	48.0	33.8
450	52	75	62	38	61	48	50	69	58	57.0	47.0	31.6
480	47	63	55	34	59	42	46	64	55	56.0	46.0	28.0
510	42	49	42	29	49	33	31	56	55	55.0	43.0	27.5

T<sub>1</sub> = Temperatura de entrada del agua al colector, T<sub>2</sub> = Temperatura de placa izq, T<sub>3</sub> = Temperatura de aire interno, T<sub>4</sub> = Temperatura del aislante, T<sub>5</sub> = Temperatura de placa centro, T<sub>6</sub> = Temperatura externa del vidrio, T<sub>7</sub> = Temperatura interna del vidrio, T<sub>8</sub> = Temperatura de placa derecha, T<sub>9</sub> = Temperatura de salida del agua del colector, T<sub>10</sub> = Temperatura superior del termotanque, T<sub>11</sub> = Temperatura inferior del termotanque, T<sub>amb</sub> = Temperatura ambiente.



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Con el fin de comparar las eficiencias también se presenta el registro de un día nublado en el que las temperaturas que se alcanzaron en el termotanque no rebasan los 40 °C mientras que para el día soleado se registro de 57°C.

Tabla 4.2 Registros experimentales de temperaturas en un día nublado.

Día	29-marzo-12											
	Inicio: 10:30 am											
	Fin: 5:30 pm											
t (min)	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>	T <sub>10</sub>	T <sub>11</sub>	T <sub>amb</sub>
0	28	56	49	27	54	42	41	57	29	31	23	25.0
15	28	58	50	28	55	43	43	59	29	34	26	26.0
30	28	62	52	28	59	44	45	63	29	36	30	26.2
45	29	65	55	30	61	46	47	65	30	37	31	26.5
60	30	66	57	33	64	48	49	68	32	39	32	26.6
90	32	67	54	31	60	44	46	66	40	40	32	26.6
120	33	50	42	26	47	35	36	52	41	36	28	27.9
150	30	43	39	25	42	32	34	45	40	35	26	27.3
180	32	41	35	25	39	30	32	42	41	35	26	25.6
210	35	63	56	32	60	44	47	64	45	37	27	26.6
240	35	55	46	30	52	38	40	56	45	37	28	25.5
270	31	40	30	27	34	25	28	35	36	36	25	23.2
360	22	36	32	28	35	24	27	40	32	35	21	22.5
390	25	38	36	27	38	22	25	43	33	35	22	26.0
420	30	51	44	36	49	32	34	51	36	35	24	27.0

T<sub>1</sub> = Temperatura de entrada del agua al colector, T<sub>2</sub> = Temperatura de placa izq, T<sub>3</sub> = Temperatura de aire interno, T<sub>4</sub> = Temperatura del aislante, T<sub>5</sub> = Temperatura de placa centro, T<sub>6</sub> = Temperatura externa del vidrio, T<sub>7</sub> = Temperatura interna del vidrio, T<sub>8</sub> = Temperatura de placa derecha, T<sub>9</sub> = Temperatura de salida del agua del colector, T<sub>10</sub> = Temperatura superior del termotanque, T<sub>11</sub> = Temperatura inferior del termotanque, T<sub>amb</sub> = Temperatura ambiente.

El sistema a analizar consta de una placa absorbadora de 20 tubos metálicos de media pulgada de diámetro, pintada con biomasa vegetal devolatilizada de 0.308 m<sup>2</sup> de área de captación, utilizando como aislante fibra de vidrio y un tanque de almacenamiento de 30 L de capacidad. A continuación se presentan las características del colector de interés de manera más detallada para poder determinar su eficiencia así como los valores de las constantes a utilizar.



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Tabla 4.3 características físicas del colector y algunos de sus componentes.

Aceleración de la gravedad	9.81	$m/s^2$	Espesor del aislante	0.07	$m$
Altura aislante	0.1	$m$	Espesor del vidrio	0.003	$m$
Ancho carcasa	0.45	$m$	Factor de eficiencia	0.9	
Área del colector	0.308	$m^2$	Flujo volumétrico	$2.95 \times 10^{-5}$	$m^3/s$
Capacidad del termostanque	30	$L$	Irradiancia	800	$W/m^2$
Conductividad térmica de la fibra de vidrio	0.05	$W/mK$	Longitud característica	0.25	$m$
Conductividad térmica del vidrio	0.8	$W/mK$	Largo carcasa	1.08	$m$
Cte. Stefan Boltzman	$5.67 \times 10^{-8}$	$W/m^2 k^4$	Longitud de los tubos	0.3	$m$
Diámetro de los tubos	0.0127	$m$	Número de tubos	20	
Densidad del aire	1.1993	$Kg/m^3$	Perímetro	3.06	$m$
Emisividad de la placa	0.75		Transmitancia-absortancia	0.92	
Emisividad del vidrio	0.95				

### 4.1 Pérdidas de calor en el colector en un día soleado.

Tomaremos el registro más alto de temperaturas para sustituir en cada una de las ecuaciones y al final de cada parte se muestra la tabla con los resultados de todo ese día en base a las tablas 2.1 y 2.2.

La Temperatura de la placa a utilizar será el promedio de los tres termómetros colocados en el colector con la ecuación 2.2:



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



$$T_p = \frac{364 + 357 + 364}{3} = 361.66 \text{ K}$$

De la misma manera para la temperatura del agua el dato a utilizar será el promedio entre la entrada y la salida en el colector aplicando la ecuación 2.3:

$$T_a = \frac{330 + 332}{2} = 331 \text{ K}$$

Las temperaturas restantes se tomarán directamente de las tablas de registro 2.1 y 2.2 únicamente haciendo la conversión a Kelvin al menos que se indique que se necesitan en grados Celsius.

### *Calor transferido de la placa a la cubierta de vidrio.*

Para el coeficiente de pérdidas de calor por radiación la ecuación queda de la siguiente forma después de sustituir en 2.5:

$$h_{rpv} = \frac{5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} (361.66 \text{ K}^2 + 337 \text{ K}^2)(361.66 \text{ K} + 337 \text{ K})}{\left(\frac{1}{0.75} + \frac{1}{0.95} - 1\right)} = 6.98 \frac{W}{m^2 K}$$

Usando la ec. 2.4, el calor transferido por radiación es:

$$Q_{rpv} = 6.98 \frac{W}{m^2 K} (361.66 \text{ K} - 337 \text{ K}) 0.308 \text{ m}^2 = 53.06 \text{ W}$$



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Las propiedades físicas del aire en el interior del sistema son calculadas en función de la temperatura y los valores son los siguientes:

Coeficiente de expansión volumétrica (ec. 2.10).

$$\beta_{ai} = \frac{1}{350 \text{ K}} = 0.0028 \text{ K}^{-1}$$

Capacidad calorífica (ec. 2.11).

$$\begin{aligned} C_{p_{ai}} &= 1.03409 - 0.284887 \times 10^{-3} * 350 + 0.7816818 \times 10^{-6} * 350^2 \\ &\quad - 0.4970786 \times 10^{-9} * 350^3 + 0.1077024 \times 10^{-12} * 350^4 \\ &= 1010.43 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \end{aligned}$$

Viscosidad (ec. 2.12).

$$\begin{aligned} \mu_{ai} &= [-0.98601 + 9.080125 \times 10^{-2} * 350 - 1.17635575 \times 10^{-4} * 350^2 + \\ &\quad 1.2349703 \times 10^{-7} * 350^3 - 5.7971299 \times 10^{-11} * 350^4] \times 10^{-6} = 2.08 \times 10^{-5} \text{ Kg m s} \end{aligned}$$

Conductividad térmica (ec. 2.13).

$$\begin{aligned} k_{ai} &= -2.276501 \times 10^{-3} + 1.2598485 \times 10^{-4} * 350 - 1.4815235 \times 10^{-7} * 350^2 \\ &\quad + 1.73550646 \times 10^{-10} * 350^3 - 1.066657 \times 10^{-13} * 350^4 \\ &\quad + 2.27663035 \times 10^{-17} * 350^5 = 0.029 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \end{aligned}$$



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Viscosidad cinemática:

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2.08 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot s}}{1.1993 \frac{Kg}{m^3}} = 1.73 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

Ahora que conocemos los valores de las propiedades podemos sustituir en la ecuación del número de Grashof (ec. 2.8):

$$G_r = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} * 0.0028 \frac{1}{K} (361.66 K - 337 K) (0.25 m)^3}{\left[1.73 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}\right]^2} = 3.59 \times 10^7$$

Para el número de Prandtl (ec. 2.9):

$$P_r = \frac{1010.43 \frac{J}{Kg \cdot K} * 2.08 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot s}}{0.029 \frac{W}{m \cdot K}} = 0.70$$

Después calculamos el número de Rayleigh (ec. 2.14):

$$R_a = 3.59 \times 10^7 * 0.70 = 2.55 \times 10^7$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección de la placa a la cubierta de vidrio es función del número de Nusselt (ec. 2.15), por lo tanto:





## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



$$Nu = 0.15 * (2.55 \times 10^7)^{1/3} = 44.12$$

Aplicando la ecuación 2.7:

$$h_{cpv} = \frac{44.12 * 0.029 \frac{W}{m K}}{0.25 m} = 5.23 \frac{W}{m^2 K}$$

El calor transferido por convección de la placa a la cubierta es (ec. 2.6):

$$Q_{cpv} = 5.23 \frac{W}{m^2 K} * (361.66 K - 337 K) * 0.308 m^2 = 39.74 W$$

Para el calor total transferido hacia la cubierta (ec. 2.16) se suman tanto el calor transferido mediante radiación como el calor transferido por convección, obteniendo:

$$Q_{cubierta} = 53.06 W + 39.74 W = 92.81 W$$

Tabla 4.4 Resultados puntuales del calor transferido entre la placa absorbadora y la cubierta de vidrio en función de la temperatura.

$T_p$	$h_{rpv}$	$Q_{rpv}$	$P_r$	$G_r$	$R_a$	$N_u$	$h_{cpv}$	$Q_{cpv}$	$Q_{cubierta}$
321.00	5.31	6.54	0.71	7.27E+06	5.19E+06	25.96	2.86	3.52	10.07
327.00	5.34	24.67	0.71	2.69E+07	1.91E+07	40.12	4.44	20.51	45.18
332.33	5.58	28.06	0.71	2.73E+07	1.94E+07	40.32	4.56	22.96	51.02

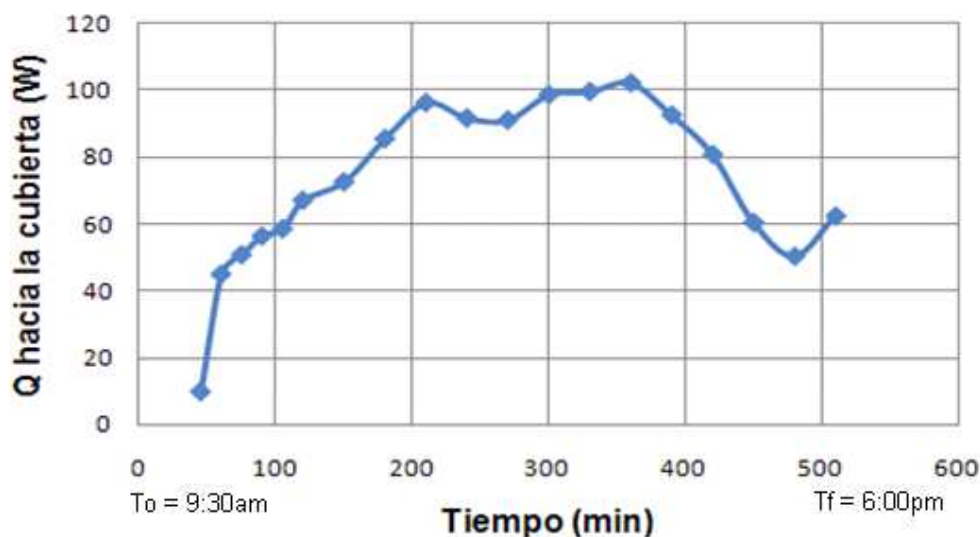


## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



335.67	5.72	31.11	0.71	3.02E+07	2.15E+07	41.71	4.69	25.50	56.61
339.00	5.89	32.63	0.71	2.99E+07	2.12E+07	41.54	4.71	26.14	58.77
343.00	6.05	37.26	0.71	3.27E+07	2.32E+07	42.81	4.88	30.08	67.33
348.00	6.30	40.73	0.71	3.33E+07	2.37E+07	43.07	4.96	32.09	72.82
354.67	6.60	48.12	0.71	3.59E+07	2.55E+07	44.16	5.16	37.62	85.75
358.00	6.73	53.89	0.71	3.92E+07	2.78E+07	45.45	5.33	42.65	96.53
359.67	6.87	52.16	0.71	3.61E+07	2.56E+07	44.23	5.23	39.75	91.91
361.33	6.97	52.27	0.71	3.51E+07	2.49E+07	43.82	5.21	39.03	91.30
363.00	7.03	56.26	0.71	3.73E+07	2.64E+07	44.69	5.32	42.63	98.89
365.00	7.15	57.23	0.71	3.68E+07	2.61E+07	44.48	5.32	42.62	99.86
364.67	7.11	58.37	0.71	3.80E+07	2.69E+07	44.96	5.37	44.09	102.46
361.67	6.98	53.07	0.71	3.59E+07	2.55E+07	44.12	5.23	39.74	92.81
352.67	6.51	45.48	0.71	3.47E+07	2.46E+07	43.64	5.09	35.52	81.00
341.33	6.00	33.89	0.71	2.97E+07	2.11E+07	41.48	4.74	26.78	60.67
335.00	5.73	28.21	0.71	2.74E+07	1.95E+07	40.35	4.53	22.35	50.56
324.33	5.08	31.81	0.71	3.85E+07	2.74E+07	45.25	4.92	30.78	62.60

En la siguiente gráfica se aprecian las variaciones de calor cedido por la placa absorbadora a la cubierta de vidrio a lo largo del día.



Gráfica 4.1 Calor transferido de la placa absorbadora a la cubierta de vidrio



### *Calor transferido de la placa al fluido de trabajo.*

En primer lugar calculamos las propiedades físicas del agua utilizando las temperaturas de entrada y salida en °C.

Densidad (ec. 2.23):

$$\rho_a = 1001 - 0.08832(58^\circ\text{C}) - 0.003417(58^\circ\text{C})^2 = 984.38 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Capacidad Calorífica (ec. 2.24):

$$\begin{aligned} C_{p_a} &= 4226 - 3.244(58^\circ\text{C}) + 0.0575(58^\circ\text{C})^2 - 0.0002656(58^\circ\text{C})^3 \\ &= 4.18 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \end{aligned}$$

Conductividad térmica (ec. 2.25):

$$k_a = 0.557 + 0.002198(58^\circ\text{C}) - 7.08 \times 10^{-6}(58^\circ\text{C})^2 = 0.66 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Viscosidad (ec. 2.26):

$$\mu_a = 0.001 - 1 \times 10^{-5}(58^\circ\text{C}) = 4.2 \times 10^{-4} \frac{\text{Kg}}{\text{ms}}$$

Ahora sustituimos los valores obtenidos para calcular los números adimensionales de Prandtl, Reynolds y el Nusselt aplicando las ecuaciones del capítulo dos (ec. 2.21, 2.22, 2.20) respectivamente.



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



$$Pr = \frac{4.18 \times 10^3 \frac{J}{Kg K} * 4.2 \times 10^{-4} \frac{Kg}{ms}}{0.66 \frac{W}{mK}} = 2.65$$

$$Re = \frac{4 * 984.38 \frac{Kg}{m^3} * 2.95 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{3.1416 * 0.0127 m * 4.2 \times 10^{-4} \frac{Kg}{ms}} = 6929.38$$

$$Nu = 0.0015 (6929.38)^{0.75} (2.65)^{1/3} = 1.57$$

El coeficiente para la transferencia de calor a los tubos está dado por la ecuación 2.19:

$$h_i = \frac{1.57 * 0.66 \frac{W}{mK}}{0.0127 m} = 82.08 \frac{W}{m^2 K}$$

Obtenemos  $A_i$  con la ecuación 2.18:

$$A_i = 3.1416 * 20 * 0.0127 m * 0.3 m = 0.24 m^2$$



Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana

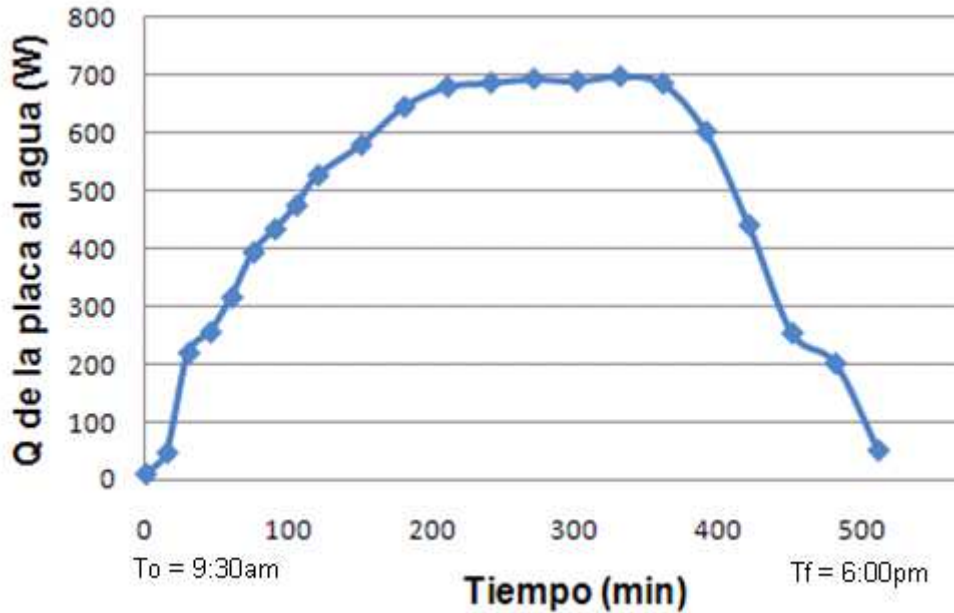


Conociendo todos los valores, el calor transferido queda como, (ec. 2.17):

$$Q_{agua} = 82.08 \frac{W}{m^2K} * 0.24 m^2 * (361.66 K - 331 K) = 602.59 W$$

Tabla 4.5 Resultados puntuales del calor transferido entre la placa absorbadora y el agua que fluye por los tubos en función de la temperatura de la placa y la del agua.

$T_{placa}$	$T_{agua}$	$R_e$	$P_r$	$N_u$	$h_i$	$Q_{agua}$
22	21	3733.59	5.50	1.26	59.77	9.54
28	25	3903.33	5.20	1.28	61.29	46.46
40	26	3954.69	5.11	1.29	61.74	219.24
48	32	4293.76	4.62	1.32	64.59	255.13
54	34	4452.90	4.42	1.34	65.86	315.34
59	35	4486.17	4.38	1.34	66.12	393.09
63	36	4554.22	4.30	1.35	66.65	433.46
66	37	4624.38	4.22	1.36	67.19	474.50
70	38	4696.76	4.14	1.37	67.74	527.01
75	40	4888.11	3.95	1.39	69.15	579.42
82	44	5229.33	3.65	1.42	71.57	645.38
85	46	5418.67	3.50	1.44	72.86	680.26
87	48	5622.43	3.36	1.46	74.21	686.93
88	50	5842.32	3.21	1.48	75.62	693.98
90	53	6206.93	3.00	1.51	77.88	689.84
92	56	6548.00	2.83	1.54	79.91	698.22
92	56	6620.84	2.79	1.55	80.33	685.88
89	58	6929.39	2.66	1.58	82.08	602.60
80	57	6771.55	2.73	1.56	81.19	440.57
68	55	6476.78	2.86	1.54	79.49	253.73
62	51	5958.94	3.14	1.49	76.36	201.07
51	49	5675.81	3.32	1.46	74.56	50.57



Gráfica 4.2 Calor transferido entre la placa absorbadora y el agua

### *Calor transferido de la placa a la carcasa.*

La transferencia de calor al igual que en los tubos sucede por conducción solo que en este caso el medio por el cual se transfiere el calor es por el aislante térmico, en nuestro caso fibra de vidrio con un espesor de  $0.07\text{ m}$ .

Calculamos las dos áreas a utilizar en esta parte del colector, primero  $A_{ca}$  (ec. 2.32):

$$A_{ca} = 1.08\text{ m} * 0.45\text{ m} = 0.486\text{ m}^2$$

Ahora con la ecuación 2.31  $A_L$ :

$$A_L = 0.1\text{ m} * 3.06\text{ m} = 0.306\text{ m}^2$$



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



El coeficiente de pérdidas hacia el fondo (ec. 2.28):

$$U_f = \frac{0.05 \frac{W}{m K}}{0.07 m} = 0.71 \frac{W}{m^2 K}$$

Sustituyendo el valor del coeficiente de pérdidas que acabamos de obtener en la ecuación 2.27 del calor cedido al fondo mediante conducción por medio del aislante tenemos:

$$Q_f = 0.71 \frac{W}{m^2 K} * 0.486 m^2 * (361.66 K - 315 K) = 16.2 W$$

Para las paredes tenemos que el valor del coeficiente de pérdidas se calcula utilizando la ecuación. 2.30:

$$U_L = \frac{0.05 \frac{W}{m K} * 0.306 m^2}{0.07 m * 0.486 m^2} = 0.45 \frac{W}{m^2 K}$$

Procediendo de la misma manera que en el caso anterior el calor hacia los laterales es (ec. 2. 29):

$$Q_L = 0.45 \frac{W}{m^2 K} * 0.306 m^2 * (361.66 K - 315 K) = 6.42 W$$

El calor total hacia la carcasa (ec. 2.33) resulta de sumar el calor del fondo con el calor perdido hacia las paredes:

$$Q_{carcasa} = 16.2 W + 6.42 W = 22.62 W$$

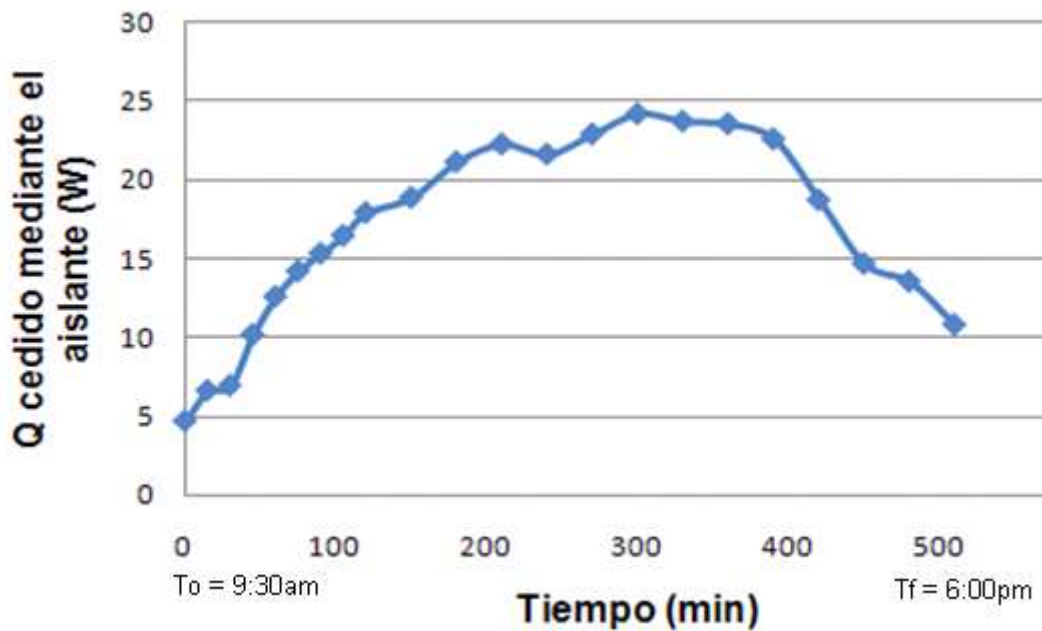


## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Tabla 4.6 Resultados puntuales del calor transferido entre la placa absorbedora y la carcasa mediante el aislante en función de la temperatura del aislante.

$T_{ais} K$	$Q_f$	$Q_L$	$Q_{carcasa}$	$T_{ais} K$	$Q_f$	$Q_L$	$Q_{carcasa}$
285	3.35	1.33	4.68	312	15.96	6.33	22.29
287	4.74	1.88	6.62	315	15.50	6.14	21.65
299	4.97	1.97	6.94	314	16.43	6.51	22.94
300	7.29	2.89	10.18	313	17.35	6.88	24.23
301	9.02	3.57	12.60	316	17.01	6.74	23.75
303	10.18	4.03	14.21	316	16.89	6.69	23.59
304	10.99	4.35	15.35	315	16.20	6.42	22.62
305	11.80	4.67	16.48	314	13.42	5.32	18.74
306	12.84	5.09	17.93	311	10.53	4.17	14.70
309	13.53	5.36	18.90	307	9.72	3.85	13.57
311	15.15	6.00	21.16	302	7.75	3.07	10.82



Gráfica 4.3 Calor transferido hacia el aislante





### Calor transferido de la cubierta al ambiente.

Se tomará en cuenta el análisis de esta parte de manera general, ya que no es el fin del presente trabajo, pero si necesario.

Primero calculamos la temperatura de cielo (ec. 2.38) a partir de la temperatura ambiente:

$$T_s = 0.0552 (308 \text{ K})^{1.5} = 298.37 \text{ K}$$

Para el coeficiente de transferencia de calor por radiación de la cubierta de vidrio al ambiente la sustitución es la siguiente (ec. 2.37):

$$\begin{aligned} h_{rva} &= 5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} * 0.95 * ((333 \text{ K})^2 + (298.37 \text{ K})^2) * (333 \text{ K} + 298.37 \text{ K}) \\ &= 6.79 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \end{aligned}$$

Debido a que la transferencia es en el ambiente, el viento es un factor importante y debemos conocer el valor del coeficiente convectivo que nuevamente es función de los números adimensionales, (ec. 2.40, 4.41, 2.42, 2.43) por lo tanto:

$$G_r = \frac{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.0032 \frac{1}{\text{K}} * (333 \text{ K} - 308 \text{ K}) * (0.25 \text{ m})^3}{(1.57 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})^2} = 5.01 \times 10^7$$

$$P_r = \frac{1006.94 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} * 1.89 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m s}}}{0.026 \frac{\text{W}}{\text{m K}}} = 0.71$$



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



$$R_a = 5.01 \times 10^7 * 0.71 = 3.58 \times 10^7$$

$$N_u = 0.15 * (3.58 \times 10^7)^{1/3} = 49.41$$

Conociendo el número de Nusselt determinamos el valor de  $h_w$  con la ecuación 2.39:

$$h_w = \frac{49.41 * 0.026 \frac{W}{m K}}{0.25 m} = 5.26 \frac{W}{m^2 K}$$

En la siguiente tabla se muestran los diferentes valores de los coeficientes, en cada uno de los registros de las temperaturas tomadas durante el día.

Tabla 4.7 Resultados puntuales de los coeficientes de transferencia de calor por radiación y convección del viento en función de la temperatura ambiente.

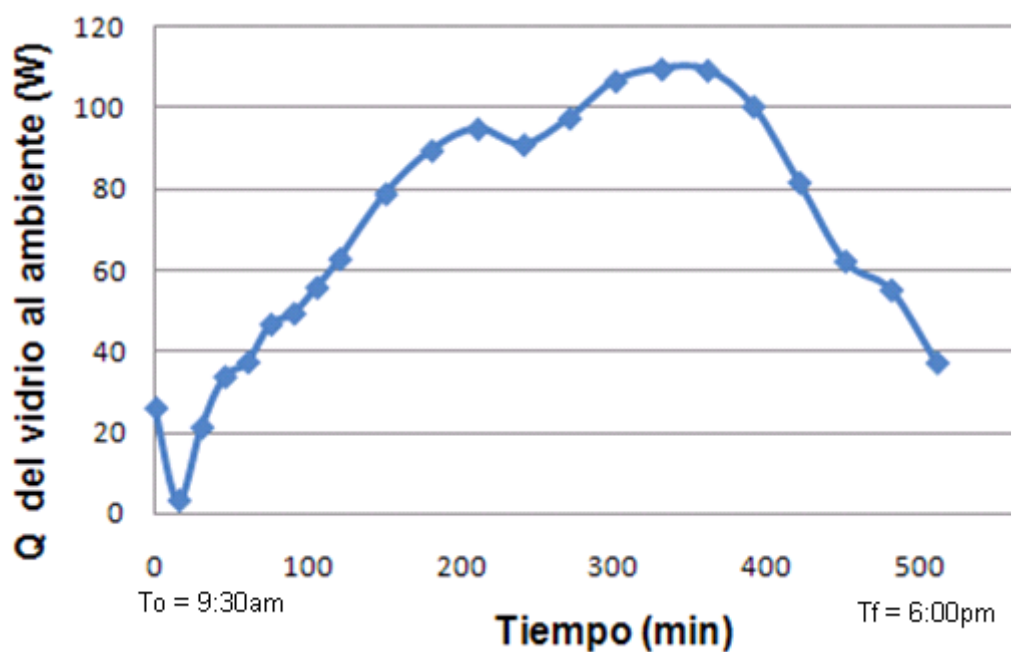
$T_{amb}K$	$h_{rrva}$	$P_r$	$G_r$	$R_a$	$N_u$	$h_w$	$Q_{Total}$
293	5.34	0.72	1957082.23	1400834.30	16.78	1.74	26.01
298.1	5.54	0.72	17178832.92	12296212.20	34.62	3.59	3.22
298.1	5.54	0.72	13629964.59	9754809.88	32.05	3.33	21.25
298.7	5.90	0.72	15805638.44	11301179.67	33.66	3.54	33.74
303.4	6.02	0.72	24124395.51	17249168.97	38.76	4.08	37.38
303.4	6.22	0.71	24872254.06	17775484.59	39.15	4.15	46.73
305.8	6.28	0.71	28949672.76	20689498.46	41.18	4.36	49.42
305.8	6.33	0.71	29845701.35	21327783.54	41.60	4.41	55.83
306.3	6.32	0.72	45905981.71	32825820.37	48.03	5.05	62.90
303	6.50	0.71	47201469.97	33738822.78	48.47	5.12	78.98
305	6.58	0.71	46812992.45	33454592.37	48.33	5.12	89.70
306	6.90	0.71	41259751.50	29458294.73	46.33	4.98	95.05



Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



310.9	6.82	0.71	45439408.82	32453538.14	47.85	5.12	91.12
309.1	6.67	0.71	53414184.94	38173581.67	50.51	5.35	97.65
305.8	6.83	0.71	56026582.65	40029685.30	51.31	5.46	106.84
307.2	6.82	0.71	56522440.45	40385528.58	51.46	5.47	109.84
307	6.80	0.71	50054199.24	35757034.90	49.42	5.27	109.51
308	6.48	0.71	36800043.41	26294810.48	44.60	4.74	100.59
306.8	6.26	0.71	33768437.45	24139015.70	43.35	4.58	81.81
304.6	5.92	0.72	29706291.22	21250495.13	41.55	4.34	62.33
301	5.64	0.72	11719530.38	8384453.96	30.47	3.18	55.22



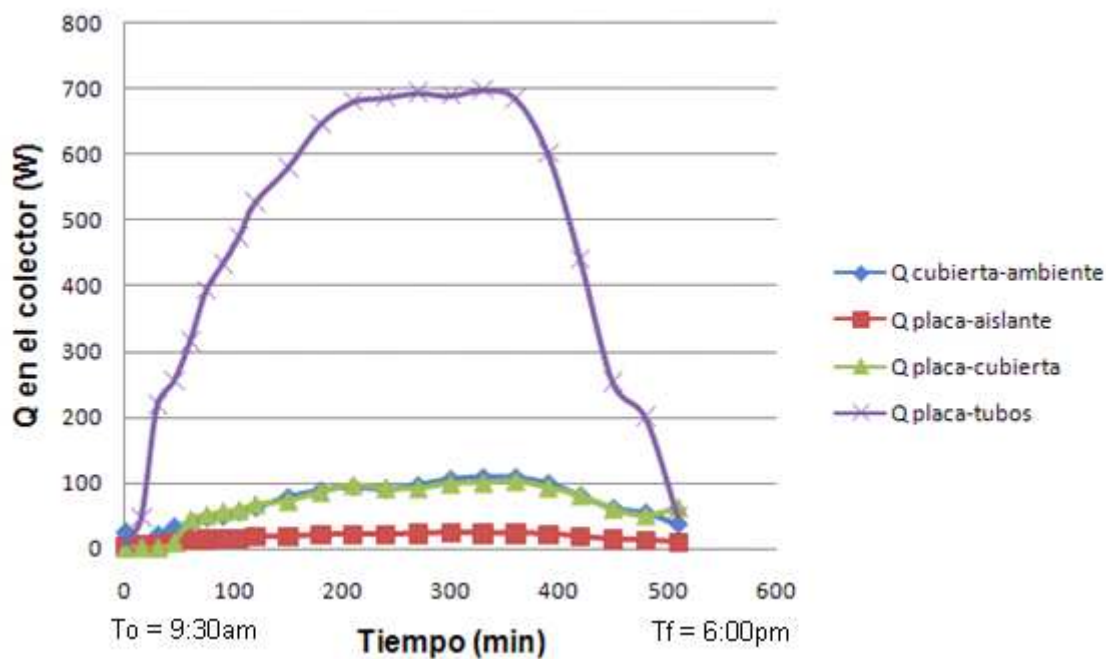
Gráfica 4.4 Calor transferido de la cubierta de vidrio hacia el ambiente



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



La grafica siguiente nos muestra todos los calores involucrados en el colector a lo largo de un día soleado.



Gráfica 4.5 Calores involucrados en el colector

### 4.2 Pérdidas de calor en el colector en un día nublado.

Las ecuaciones utilizadas son las mismas lo único que difiere son las temperaturas con las que se trabaja, en este caso son las de la tabla 4.2. Debido a esto solo se presentan las tablas con los resultados obtenidos a dichas temperaturas.



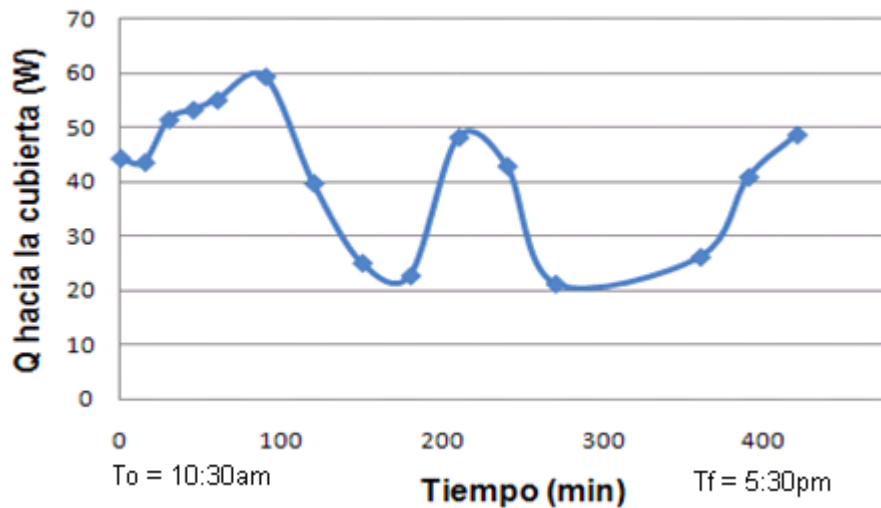
Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



*Calor transferido de la placa a la cubierta de vidrio.*

Tabla 4.8 Resultados puntuales para un día nublado entre la placa y la cubierta en función de la temperatura de placa.

$T_p$	$h_{rpv}$	$Q_{rpv}$	$P_r$	$G_r$	$R_a$	$N_u$	$h_{cpv}$	$Q_{cpv}$	$Q_{cubierta}$
328.67	5.43	24.54	0.71	2.63E+07	1.87E+07	39.82	4.41	19.91	44.44
330.33	5.53	24.39	0.71	2.55E+07	1.81E+07	39.41	4.37	19.30	43.70
334.33	5.68	28.58	0.71	2.86E+07	2.03E+07	40.95	4.57	22.97	51.56
336.67	5.80	29.75	0.71	2.85E+07	2.03E+07	40.91	4.60	23.60	53.35
339.00	5.91	30.95	0.71	2.86E+07	2.04E+07	40.97	4.63	24.22	55.18
337.33	5.79	32.68	0.71	3.16E+07	2.25E+07	42.34	4.75	26.79	59.48
322.67	5.16	21.71	0.71	2.59E+07	1.84E+07	39.63	4.31	18.12	39.84
316.33	4.96	14.24	0.71	1.81E+07	1.29E+07	35.19	3.79	10.90	25.15
313.67	4.84	12.93	0.71	1.74E+07	1.24E+07	34.71	3.70	9.88	22.81
335.33	5.76	27.20	0.71	2.60E+07	1.85E+07	39.68	4.47	21.11	48.31
327.33	5.37	23.72	0.71	2.63E+07	1.87E+07	39.84	4.37	19.31	43.03
309.33	4.65	11.94	0.72	1.74E+07	1.24E+07	34.75	3.65	9.38	21.32
310.00	4.64	14.30	0.71	2.05E+07	1.47E+07	36.72	3.88	11.96	26.26
312.67	4.66	21.05	0.71	2.91E+07	2.08E+07	41.25	4.41	19.92	40.98
323.33	5.13	25.79	0.71	3.04E+07	2.17E+07	41.83	4.57	22.98	48.77



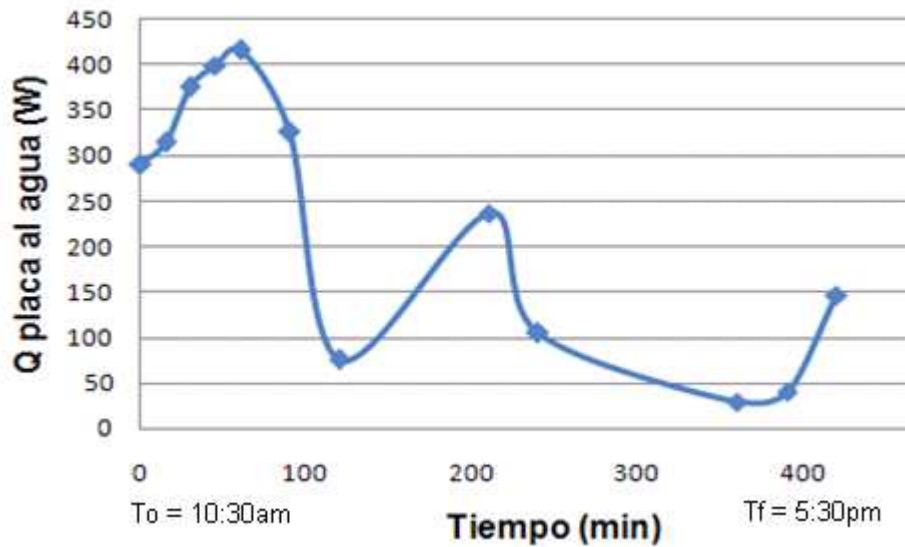
Gráfica 4.6 Calor transferido de la placa absorbadora a la cubierta de vidrio en un día nublado



*Calor transferido de la placa al fluido de trabajo.*

Tabla 4.9 Resultados puntuales para un día nublado entre la placa y el agua en función de la temperatura de la placa y la del agua.

$T_{placa}$	$T_{agua}$	$R_e$	$P_r$	$N_u$	$h_i$	$Q_{agua}$
48	28.5	4117.2369	4.8616	1.3061	63.1335	289.6758
49	28.5	4117.2369	4.8616	1.3061	63.1335	314.8650
53	28.5	4117.2369	4.8616	1.3061	63.1335	375.3191
56	29.5	4174.4359	4.7790	1.3122	63.6116	398.4654
58	31	4263.2882	4.6564	1.3216	64.3433	415.8845
56	36	4589.0296	4.2582	1.3556	66.9196	325.7374
42	37	4660.2863	4.1803	1.3629	67.4627	75.3662
35	35	4519.9344	4.3366	1.3484	66.3862	5.2974
33	36.5	4888.1056	3.9501	1.3862	69.1547	237.2874
54	40	4888.1056	3.9501	1.3862	69.1547	104.8479
46	40	4034.3248	4.9867	1.2973	62.4301	29.8903
28	33.5	4145.6386	4.8202	1.3091	63.3716	40.4547
29	27	4387.8411	4.4953	1.3346	65.3473	146.0059



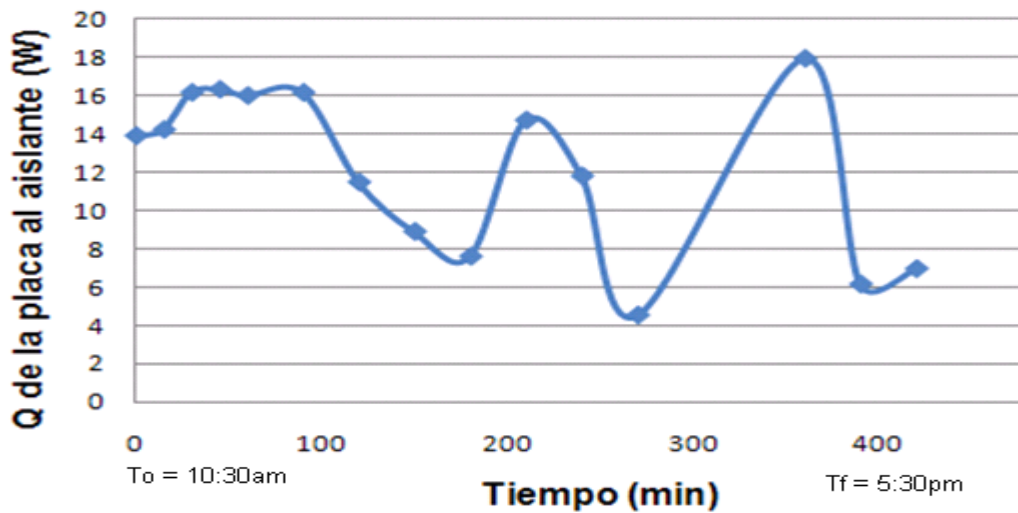
Gráfica 4.7 Calor transferido de la placa absorbadora al agua en un día nublado



### Calor transferido de la placa a la carcasa.

Tabla 4.10 Resultados puntuales del calor transferido entre la placa y el aislante en un día nublado.

$T_{ais} K$	$Q_f$	$Q_L$	$Q_{carcasa}$
300	9.9514	3.9451	13.8965
301	10.1829	4.0368	14.2197
301	11.5714	4.5873	16.1587
303	11.6871	4.6332	16.3203
306	11.4557	4.5414	15.9971
304	11.5714	4.5873	16.1587
299	8.2157	3.2570	11.4727
298	6.3643	2.5230	8.8873
298	5.4386	2.1560	7.5946
305	10.5300	4.1744	14.7044
303	8.4471	3.3487	11.7959
300	3.2400	1.2844	4.5244
273	12.8443	5.0919	17.9362
300	4.3971	1.7432	6.1403
309	4.9757	1.9725	6.9483



Gráfica 4.8 Calor transferido de la placa absorbidora al aislante en un día nublado.



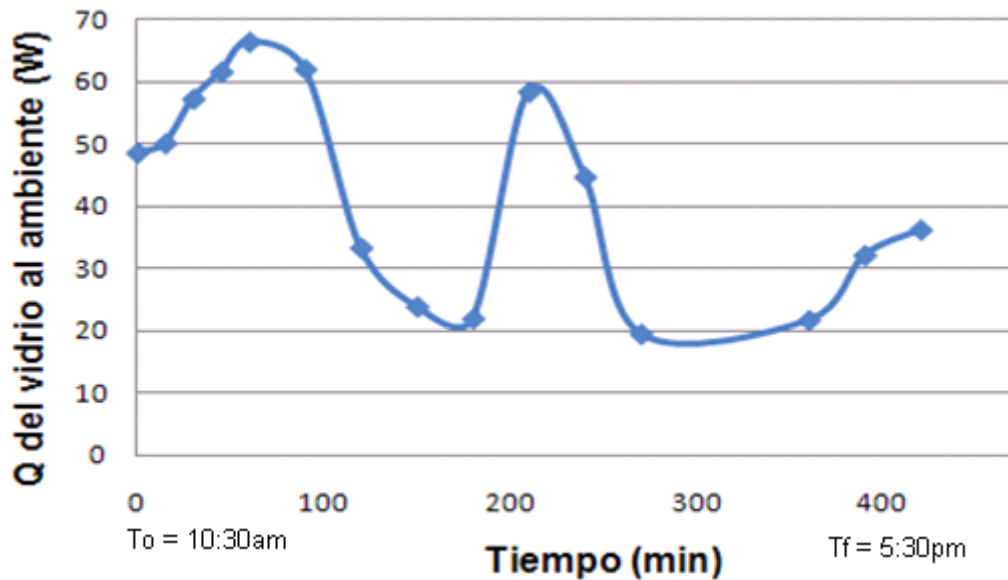
Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



*Calor transferido de la cubierta al ambiente.*

Tabla 4.11 Resultados puntuales para un día nublado entre la placa y el ambiente en función de la temperatura ambiente.

$T_{amb}$ K	$h_{rra}$	$P_r$	$G_r$	$R_a$	$N_u$	$h_w$	$Q_{Total}$
298	5.8029	0.7158	36998550.8679	26483255	44.7111	4.6357	48.69
299	5.8733	0.7156	36685869.7276	26254042	44.5817	4.6354	50.19
299.2	5.9117	0.7156	38347267.2901	27441888	45.2442	4.7069	57.36
299.5	5.9850	0.7156	41903168.9443	29984707	46.6006	4.8522	61.70
299.6	6.0507	0.7156	45947186.6192	32877819	48.0536	5.0049	66.53
299.6	5.9279	0.7156	37358927.4381	26732432	44.8509	4.6713	62.15
300.9	5.7116	0.7154	15078005.3363	10786319	33.1423	3.4645	33.37
300.3	5.6001	0.7155	10031761.6194	7177271	28.9342	3.0195	23.91
298.6	5.4756	0.7157	9527418.2485	6818804	28.4442	2.9541	21.99
299.6	5.9279	0.7156	37358927.4381	26732432	44.8509	4.6713	58.50
298.5	5.7038	0.7157	27089506.0130	19388446	40.2970	4.1840	44.80
296.2	5.2427	0.7161	3978128.9378	2848575	21.2635	2.1933	19.51

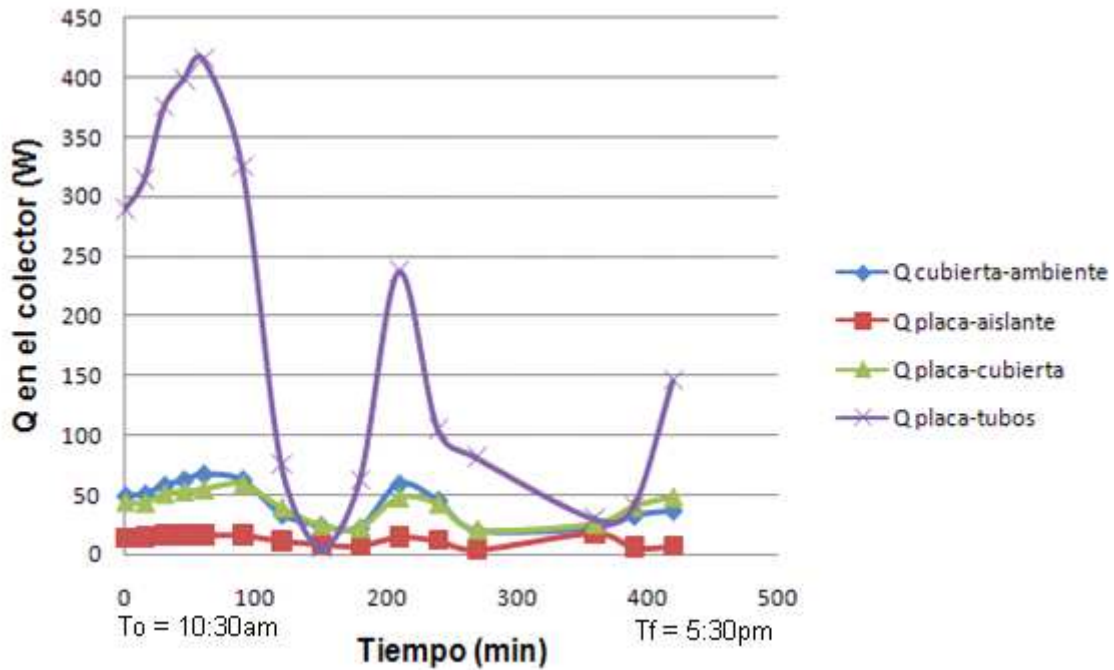


Gráfica 4.9 Calor transferido de la cubierta de vidrio hacia el ambiente en un día nublado





La grafica siguiente (4.10) nos muestra todos los calores involucrados en el colector a lo largo de un día nublado.



Gráfica 4.10 Calores involucrados en el colector en un día nublado

### 4.3 Eficiencia del colector.

Coeficiente global de pérdidas de calor (ec. 2.36):

$$\begin{aligned}
 U &= \left(6.98 \frac{W}{m^2K} + 5.23 \frac{W}{m^2K}\right)^{-1} + \left(6.79 \frac{W}{m^2K} + 5.26 \frac{W}{m^2K}\right)^{-1} + \frac{0.003 m}{0.8 \frac{W}{mK}} \\
 &= 5.93 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



Eficiencia del colector en función del coeficiente global (ec. 2.35):

$$n_c = 0.9 \left[ 0.92 - 5.93 \frac{W}{m^2 K} * \frac{331 K - 308 K}{800 \frac{W}{m^2}} \right] = 0.67$$

La siguiente tabla muestra el valor de las eficiencias en el colector en dos días diferentes uno soleado y otro nublado.

Tabla 4.12 Eficiencias en el colector

Eficiencia puntual día soleado	Eficiencia puntual día nublado
0.80	0.81
0.81	0.81
0.81	0.81
0.81	0.81
0.81	0.80
0.80	0.77
0.77	0.78
0.75	0.79
0.74	0.78
0.76	0.75
0.74	0.75
0.69	0.78
0.68	0.81
0.68	0.82
0.67	0.80

Como se observa en la tabla anterior las eficiencias son parecidas, cambian en el momento en que se empieza a enfriar la placa absorbadora y conforme aumenta el tiempo, en el día nublado las eficiencias aumentan nuevamente debido a que el día de los registros después de nublarse un momento volvió a salir el sol.



## CONCLUSIONES

- ❖ La energía solar térmica es la solución más barata y limpia para el abastecimiento de agua caliente para uso doméstico, provocando el ahorro de grandes cantidades de petróleo, gas, electricidad y biomasa.
- ❖ Los procesos de transferencia de calor; Conducción, Convección y Radiación, juegan un papel muy importante ya que son la base de la captación de la energía solar y hacen posible el estudio y desarrollo de sistemas de energía solar.
- ❖ La eficiencia que alcanza el colector es aceptable, ya que se alcanzan temperaturas en el agua almacenada en el termotanque de 57°C en promedio y es suficiente para el uso doméstico que necesita sea de 60°C aproximadamente.
- ❖ Cuanto más aumenta la temperatura de la placa absorbidora más rápido es el tránsito del agua por los tubos por lo tanto se calienta aun más.
- ❖ Para lograr el efecto termosifón la altura entre el colector y el termotanque debe ser de 30 cm en cualquier latitud y altitud y un ángulo de 20°<sup>[5]</sup> en la ciudad de México.
- ❖ Se debe buscar un mejor aislamiento en el termotanque para que se mantenga caliente el agua durante más tiempo, usando otro aislante por ejemplo el poliuretano y de esta manera evitar perder el calor almacenado.
- ❖ El colector no debe estar sin agua circulando por los tubos porque puede causar el desprendimiento de la mezcla que recubre la placa absorbidora.
- ❖ Aun cuando el día se encuentra nublado la temperatura alcanzada en el termotanque fue de 40°C la cual resulta aceptable para el uso doméstico.
- ❖ El panorama de las energías renovables es amplio pero falta una mayor inversión.



## REFERENCIAS

- 1 Soteris A. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications", *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) pág. 231–295
- 2 IEA, Agencia Internacional de la energía (programa fotovoltaica).
- 3 P.T. Tsilingiris, "Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C", Department of Energy Engineering, Technological Education Institution (TEI) of Athens, (2007) pág. 39
- 4 P.M.E. Koffia, H.Y. Andoh et al, "Theoretical and experimental study of solar water heater with internal exchanger using thermosiphon system", *Energy Conversion and Management*, (2008), pág. 2283
- 5 Bo-Ren Chen, Yu-Wei Chang, Wen-Shing Lee, Sih-Li Chen. "Long-term thermal performance of a two-phase thermosiphon solar water heater". *Solar Energy* 83 (2009), pág. 1048–1055.

## FUENTES ELECTRÓNICAS

- Elsevier B.V 2012, recuperado de <http://www.sciencedirect.com>
- Comisión Nacional para el uso Eficiente de la Energía 2012, recuperado de <http://www.conae.gob.mx>
- Hipermart 2012, recuperado de <http://www.wleto.hipermart.net/datos>
- REN21 (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century), 2012. *Renewables Global Status Report. 2012 Update*. Recuperado de, <http://www.tinyurl.com/gsr2012>



## BIBLIOGRAFÍA

- Duffie J. A. & Beckman W. A. Solar Engineering of thermal processes, Third edition, 2006. John Wiley & Sons, Inc. New Jersey, USA.
- A.M. Abu-Zour, S. B. Riffat and M. Guillot. New design of solar collector integrated into solar louvers for efficient heat transfer. Applied Thermal engineering 26 (2006) 1876-1882.
- Akhtar N. and Mullick C†. Approximate method for computation of glass cover temperature and top heat-loss coefficient of solar collectors with single glazing. *Solar Energy* Vol. 66, No. 5, pp. 349–354, 1999.
- Almanza Salgado Rafael, Ingeniería de la energía solar” Editado por el Colegio Nacional, 1994, México.
- D. Rojas, J. Beermann, S.A. Klein \*, D.T. Reindl. Thermal performance testing of flat-plate collectors. *Solar Energy* 82 (2008) 746–757.
- E. Zambolin, D. Del Col. 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
- Gonzalez Velasco Jaime. Energías Renovables. Reverte, Barcelona 2009.
- H. Taherian y A. Rezanian, Experimental validation of dynamic simulation of the flat plate collector in a closed thermosyphon solar water heater. *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 301–307.
- Holman J. P. Transferencia de calor, México. Cecsca, 1986.
- Ibañez Plana M, jr Rosell Polo. Tecnología solar (Universidad de Lleida). 2005.
- J. Cadafalch. A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices. *Solar Energy* 83 (2009) 2157–2164.
- J. Glynn Henry, Gary W. Ingeniería Ambiental, Prentice Hall México 1999.
- Johan, Vestlund, Jan, Olof Dalenbäck, Mats Rönnelid. Thermal and mechanical performance of sealed, gas-filled, flat plate solar collectors. *Solar Energy* 86 (2012) 13–25
- Madrid Vicente Antonio. Curso de energía solar. AMV ediciones 2009 pag.15
- Matrawy K. K. and Farkas I. Comparison study for three types of solar collectors for water heating. *Energy Conversion and Management* Vol. 38, No. 9, pp. 861-869, 1997.



## Determinación de la eficiencia térmica global de un colector térmico solar de placa plana



- Meinel B Aden, Marjorie Pettit. Aplicaciones de la energía solar, Reverte 1982.
- P.M.E. Koffia, H.Y. Andoh, Theoretical and experimental study of solar water heater with internal exchanger using thermosiphon system. Energy Conversion and Management 49 (2008) 2279–2290
- Rakesh Kumar, MarcA. Rosen. Thermal performance of integrated collector storage solar water heater with corrugated absorber surface. Applied Thermal Engineering 30(2010)1764-1768.
- Razavi J., Riazi M. R., Mahmoodi M. Rate of heat transfer in polypropylene tubes in solar water heaters. Solar Energy 74 (2003) 441-445.
- Roberts D. E. and Forbes A. An analytical expression for the instantaneous efficiency of flat plate solar water heater and the influence of absorber plate absorptance and emittance. Solar Energy 86 (2012) 1416–1427
- Romero Tous Marcelo. Energía solar térmica de baja temperatura. Ceac. Barcelona, 2009.
- Samir Kumar Saha and D. K. Mahanta. Thermodynamic optimization of solar flat plate collector. Renewable energy 23 (2001) 181-193.
- Soteris A. Kalogirou. Solar Energy Engineering Processes and Systems. 2009 Elsevier Inc.
- Tsilingiris, P. T. Heat transfer analysis of low thermal conductivity solar energy absorbers. Applied Thermal Engineering 20 (2000) 1297-1314.
- Tsilingiris, P. T. Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C. Energy Conversion and Management 49 (2008) 1098–1110.