



**CENTRO DE
INVESTIGACION EN
MATERIALES AVANZADOS
A.C.**

MAESTRIA EN ENERGIAS RENOVABLES

ENERGIA SOLAR TERMICA

**“DISEÑO DE COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA POR
EFECTO TERMOSIFON”**

TESIS

PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS

(ENERGIA SOLAR TERMICA)

PRESENTA:

JUAN SANCHEZ DE LARA

TUTOR:

DR. DAVID RIVERO ROSAS

DEDICATORIAS

Tomasa Santos Ochoa, el cimiento de mis sueños y a quien le debo lo que soy.

Ignacio y Esperanza, mis padres, por lo bien que me hace saber que son mis padres y aun los tengo conmigo, siempre están ahí apoyándome, dúrenme toda la vida.

Ericka Ivonne Saucedo de Sánchez, el giro agradable de mi vida, gracias por tu amor y comprensión.

Yarem Ivonne, por ser parte del giro, estar conmigo cuando más apoyo necesito y por ser la niña que nunca imagine tener a mi lado.

Itzel América, tu llegada ha provocado un giro agradable a mi vida, eres la razón de este trabajo, busco el grado culminando lo que iniciaste en tu nacimiento, con motivación sentimental.

Máyela, de niño me llevaste de la mano, necesito de tu brazo para continuar en este curso gris y ámbar de la vida que nos rodea, gracias por tu apoyo incondicional por estar conmigo en todo momento.

AGRADECIMIENTOS

A lo largo del desarrollo profesional siempre hay mucho que agradecer, desde instituciones hasta personas; profesores, amigos cercanos y lejanos que dejan huella a su paso por este camino en el cual hacemos vereda por el bien común, quiero agradecer a:

Universidad Tecnológica de Ciudad Juárez, por creer en mí, darme apoyo incondicional para desarrollarme profesionalmente y sumergirme en este mundo maravilloso de las Energías Renovables, especialmente; Energía Solar Térmica.

Dr. Daniel Saucedo Carvajal, por sumergirme en el mundo mágico del diseño de colectores solares, su paciencia y apoyo incondicional en el estudio de la energía solar térmica.

M.C. Jorge Escobedo Bretado, por su ayuda, por su curso de TRNSYS, fuera de la maestría.

Dr. Alberto Duarte Moller, por compartir cátedra con nosotros y por el apoyo proporcionado a lo largo de nuestra preparación.

Dr. Ignacio Ramiro Martin Domínguez, por sus cátedras e invitarnos al estudio de la excepcional Termodinámica.

Contenido

RESUMEN	vii
Abstract.....	x
CAPITULO I.....	1
INTRODUCCION	1
1.1 Antecedentes históricos de los colectores solares térmicos	3
1.2 Hipótesis.	6
1.3 Objetivo Principal	6
1.3.1 Objetivos Particulares.....	6
1.4 Propuestas.....	7
CAPITULO II.....	9
MODELADO MATEMATICO	9
2.1 Descripción de los componentes del colector solar de placa plana	9
2.1.1 Placa de Absorción.	9
2.1.2 Cubierta.	9
2.1.3 Conductos para la circulación del fluido.	10
2.1.4 Aislante Térmico.....	10
2.1.5 Gabinete, Uniones y Selladores.	11
2.1.6 Tanque de Almacenamiento.	11
2.2 Diseño del sistema.....	12
2.2.1 Dimensionamiento Previo del Sistema	12
2.2.2 Dimensionamiento del colector para verano.....	13
2.2.3 Dimensionamiento del colector para invierno.....	16
2.3 Selección de Materiales para un solo colector	19
2.3.1 Gabinete	19

2.3.2 Placa de absorción.....	20
2.3.3 Aislante	20
2.4 Balance de energía	21
2.4.1 Balance de energía en el calentador.	21
2.4.2. Balance de energía en el colector	24
2.4.2.1 Coeficiente total de transferencia de calor U_L	25
2.4.3 Conductancias	26
2.4.3.1 Conductancia en la parte inferior.....	26
2.4.3.2 Conductancia en la parte superior.	27
2.4.3.3 Conductancia en la parte lateral.....	28
2.4.4 Temperatura a lo largo del tubo y factor de eficiencia del colector.	29
2.4.5 Distribución de la temperatura del agua a lo largo del tubo	34
2.4.6 Factor de remoción de calor.....	36
2.4.7 Perdidas de calor en el depósito de almacenamiento y las conexiones.	37
2.4.7.1 Deposito de almacenamiento.....	37
2.4.7.2 Conexiones	37
2.4.8 Circulación natural del agua en el calentador solar.....	38
2.4.8.1 Ubicación del depósito de almacenamiento respecto al colector solar.....	38
2.4.8.2 Altura de presión de la circulación natural	39
2.4.8.2.1 Altura de presión debido al cambio de densidad del agua en el colector solar	40
2.4.9 Pérdidas de carga	41
CAPITULO III.....	43
PROBLEMA FISICO Y MODELO MATEMATICO DEL EFECTO TERMOSIFON.....	43
3.1 Modelo Físico.....	43

3.1.1	Modelo de un solo tubo	44
3.1.2	Inercia térmica despreciable de los materiales	44
3.2	Modelo Matemático del efecto termosifón	46
3.2.1	Placa de Vidrio del captador solar	47
3.2.2	Placa absorbedora del captador solar	48
3.2.3	Fluido térmico del captador solar.....	48
3.2.4	Mangueras alta y baja	49
3.2.5	Termotanque del Sistema termosifonico	50
3.2.6	Solución analítica del captador	51
3.2.7	Calculo del flujo termosifonico.....	53
CAPITULO IV EXPERIMENTACION		61
4.1	Diseño y simulación virtual.....	61
CAPITULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		67
5.1	Conclusión	68
5.2	Recomendaciones.	68
ANEXOS		70
Anexo 1. Nomeclaturas empleadas.....		70
Anexo 2 Nomenclaturas para efecto termosifón.....		73
Anexo 3. Fotografías de la construcción del colector solar de placa plana en la Universidad Tecnológica de Ciudad Juárez		74
BIBLIOGRAFÍA		83

RESUMEN

El calentamiento solar de agua para consumo doméstico, como alternativa para sustituir los calentadores tradicionales (eléctricos, a gas, etc.), es una opción atractiva, si se toman en cuenta las bajas temperaturas necesitadas (40°C a 60°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 ó la electricidad.

Los sistemas solares para calentamiento de agua están constituidos por dos elementos principales

-Colector de captación solar, encargado de recibir y transformar la energía incidente durante el día.

- Tanque de almacenamiento, aislado para el agua que ha sido calentada.

Existen dos tipos de sistemas para el calentamiento, los cuales se diferencian en la forma de circulación del agua: Sistema de circulación natural y Sistema de circulación forzada.

El colector, para el que se describe el diseño y construcción, opera por circulación natural, es decir, la circulación del agua entre colector y tanque, es producida por el principio de termosifón, presentado cuando, una masa de fluido es calentada, a través de la base de un recipiente, es decir, el agua al entrar al colector por la parte inferior es calentada, lo cual disminuye su densidad debido al incremento de la temperatura, entonces, la columna de agua fría en la tubería de retorno al colector y la columna de agua caliente dentro del mismo, se

desequilibran haciendo que por gravedad la primera baje y empuje el agua caliente hacia el tanque.

La figura 1, muestra un esquema de un colector de este tipo en donde se utiliza parrilla para el calentamiento de agua de consumo sanitario.

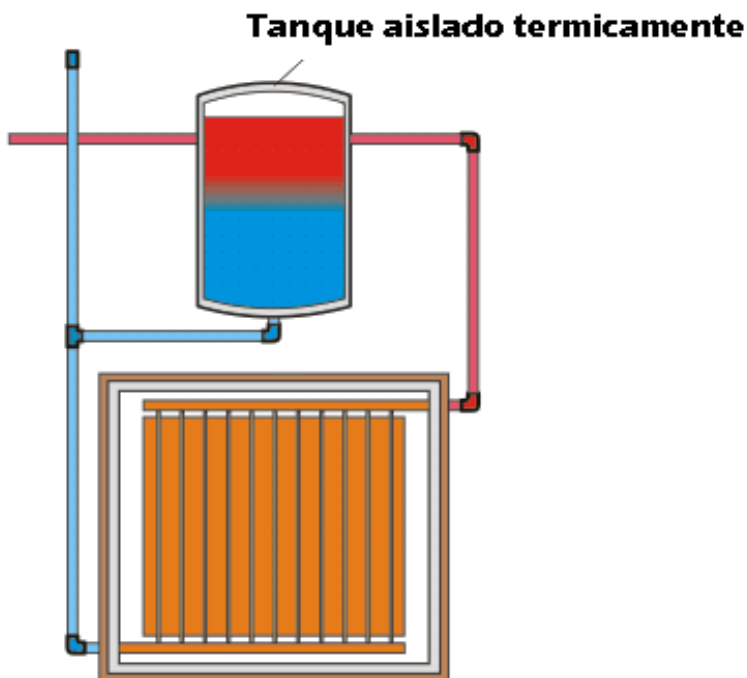


Figura 1. Distribución de un colector de circulación natural.

Los servicios que pueden utilizar este tipo de colector y para las cuales se realizó el diseño, son para consumo de agua sanitaria en el área deportiva de la Universidad Tecnológica de Cd Juárez por lo cual el consumo de agua caliente por persona, a una temperatura de 50°C , es de alrededor de los veinte (20) litros. La temperatura es alta para permitir que se mezcle con el agua fría proveniente de la red municipal de agua, y permitir un mayor rendimiento del agua caliente almacenada en el tanque acumulador del sistema.

En este artículo se presenta el proceso de diseño y construcción de un colector solar para calentamiento de agua de consumo sanitario, operado por termosifón.

El diseño matemático, la selección de los materiales y el proceso de construcción para comprobar su funcionamiento con el software TRNSYS, los resultados del programa son comparados con la realidad.

Abstract

The solar hot water for domestic use, as an alternative to replace traditional heaters (electric, gas, etc..), is an attractive option, if you take into account the low temperatures needed (40 ° C to 60 ° C), also from the viewpoint of energy saving is the most favorable option, since in these systems, the heat source is solar radiation, which replaces fossil fuels or electricity.

Solar systems for water heating elements consist of two main

- Collector solar collector, to receive and transform the incident energy during the day.
- Storage Tank isolated for water that has been heated.

There are two types of heating systems, which differ in the manner of water circulation: natural circulation system of a forced circulation system.

The collector, for describing the design and construction, natural circulation operation, the water flow between collector and tank, is produced by the thermosiphon principle presented as a mass of fluid is heated through the base of a container, that is, the water entering the manifold at the bottom is heated, which lowers the density due to increasing temperature, then the cold water column in the return pipe to collector and Hot water column within it, are unbalanced gravity making the first down and push the hot water into the tank.

The services that can use this type of collector and for which the design was made, are for domestic water consumption in the sports area of the Technological University of Cd Juárez whereby hot water consumption per person, at a temperature of 50 ° C, is about twenty (20) gallons. The temperature is high to allow it to mix with the cold water from the municipal water network, and enable higher performance hot water storage tank stored in the system.

In this paper we present the design process and construction of a solar collector for water heating sanitary ware, operated by thermosyphon.

The mathematical design, selection of materials and the construction process to verify the operation of the software TRNSYS, program results are compared with reality.

CAPITULO I

INTRODUCCION

El desarrollo de sistemas que operan utilizando energía solar, ha avanzado para contrarrestar las constantes crisis de energéticos que a nivel mundial se han venido presentando desde finales de 1970.

Estas crisis han sido causadas por la falta de materia prima que se puede utilizar como energético y por los elevados costos de extracción, procesado y distribución de los mismos; la última crisis que estamos viviendo tiene repercusiones políticas en el contexto del Medio Oriente y cada año que pase se verá un recrudecimiento debido a que las reservas probadas de hidrocarburos sólo garantizan el abastecimiento para las próximas dos décadas.

La solar es una fuente renovable de energía y se ha usado históricamente con diferentes fines. Entre otros podemos mencionar la evaporación de las aguas del mar para obtener la comúnmente conocida sal y también la exposición de frutas y productos agrícolas al sol para obtener alimentos deshidratados.

El calentamiento de agua mediante el sol es un método común en países como Japón, Israel y Australia, ya que si una unidad solar es usada como suplemento en un calentador regular de agua, aquella puede ahorrar hasta el 90% de la energía usada por el sistema convencional. En ciertas partes del planeta no es necesario un calentador convencional de agua, pues la unidad solar puede abastecer suficiente agua caliente (38°C a 55°C).

Son pocas las regiones del globo terráqueo que reciben más de 180 kilolangleys (1 langley = 1cal/cm²), ó 2000 KWh/m² de insolación por año, una de estas regiones es la zona árida de Ciudad Juárez-El Paso (Tabla 1).

**Insolación mensual y anual
en Ciudad Juárez-El Paso
(sobre una superficie horizontal)**

Mes	Insolación promedio	días/mes	Total/mes
	diaria Wh/m2		Wh/m2
ene	3469	31	107539
feb	4538	28	127064
mar	5856	31	181536
abr	7092	30	212760
may	7834	31	242854
jun	8027	30	240810
jul	7365	31	228315
ago	6759	31	209529
sep	5866	30	175980
oct	4932	31	152892
nov	3798	30	113940
dic	3203	31	99293
	Insolación anual	Total	2,092,512 Wh/m2
			(180,044.8 Langleys)

Tabla 1

Cuando hablamos de insolación, nos referimos a la energía total radiante que proviene del sol y que incide en un área unitaria de un plano horizontal localizado sobre la superficie de la tierra. Incluye toda la energía en las longitudes de onda emitidas por el sol (aproximadamente 0.1 a 7.0 micrones). La radiación solar es difusa y el promedio anual de potencia solar recibida por una superficie de un metro cuadrado sobre la tierra por este concepto es de 50 kilolangleys ó 580 KWh/m² (Tabla 2).

Radiación solar difusa mensual y anual en Ciudad Juárez-El Paso (sobre una superficie horizontal)

Mes	Radiación promedio	días/mes	Total/mes
	diaria Wh/m2		Wh/m2
ene	1057	31	32767
feb	1245	28	34860
mar	1566	31	48546
abr	1785	30	53550
may	1889	31	58559
jun	1971	30	59130
jul	2298	31	71238
ago	2121	31	65751
sep	1748	30	52440
oct	1340	31	41540
nov	1079	30	32370
dic	964	31	29884
	Radiación difusa	Total	580,635 Wh/m2
			(49,959.23 Langleys)

Tabla 2

En el desarrollo de aplicaciones que operan a base de energía solar, la única forma de obtener más energía por unidad de tiempo es aumentando el tamaño del área receptora y orientándola hacia el sol en lugar de que incida sobre la horizontal.

1.1 Antecedentes históricos de los colectores solares térmicos

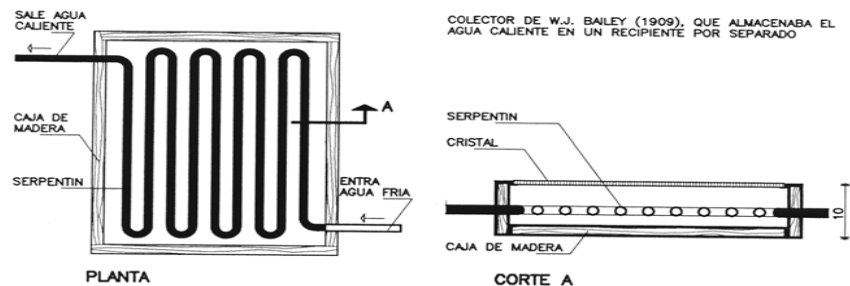
Desde el siglo IV a. C., los griegos ya conocían los principios tanto de los colectores solares planos como los de seguimiento o enfoque, en el siglo II a.C. apareció un tratado de Diócles titulado Sobre espejos que queman, donde se describe que apuntando varios espejos hacia un mismo lugar podría prenderse

“Energía Solar Térmica”

fuego a un objeto, los espejos empleados eran de cobre o de plata pulidos. Aristóteles, cuenta un relato, empleó reflectores solares para quemar los barcos enemigos de la flota romana en Siracusa y así ganó la batalla.

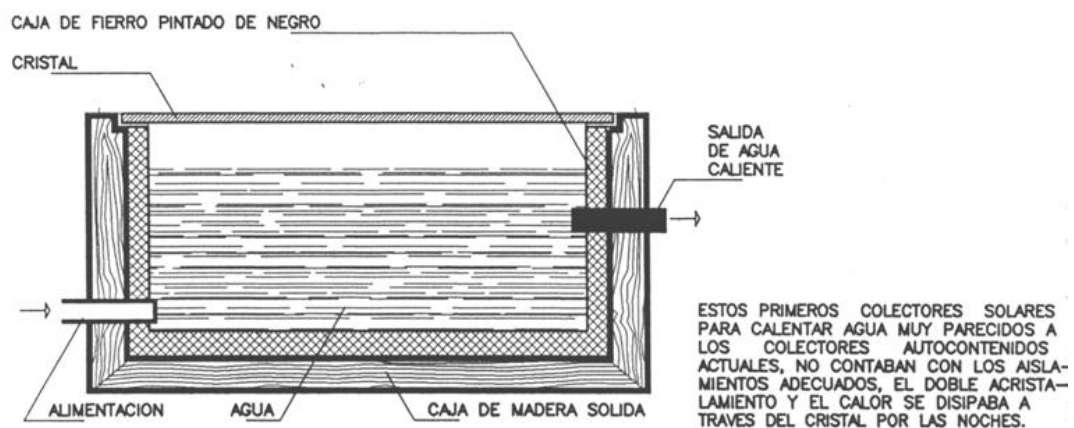
También desde tiempos muy remotos los indígenas de África, Australia, China, India, Países Bajos, Pakistán y otros han utilizado la energía solar para calentar agua con recipientes diseñados especialmente para ello. Durante la segunda mitad del siglo XVIII numerosos científicos construyeron las llamadas “cajas calientes” que servían para calentar agua, alcanzando temperaturas de ebullición. Entre ellos, se contaban Herschel y S.P. Langley, así como el francés C. Tellier.

En 1881 Kemp desarrollo y fabricó calentadores solares de agua patentados bajo el nombre de Climax, consistentes en tanques de hierro galvanizados pintados de negro mate en su interior y encerrados dentro de una caja de madera con cubierta de vidrio que podían conectarse al sistema de agua corriente de las casas en que se instalaba. El problema de estos colectores fue el almacenamiento, ya que el agua caliente que se almacenaba en el colector quedaba aislada del exterior sólo por un cristal y durante la noche se disipaba la energía calorífica captada durante el día.



Este colector pionero de los paneles solares térmicos es muy similar a los que hoy, cien años después, se fabrican industrialmente.

Fue hasta 1909 cuando W.J. Bailey diseñó un colector solar plano, consistente en una caja de madera de 10cm. de profundidad aislada térmicamente en su interior, con una cubierta de cristal que contenía un serpentín de tubo metálico con lo que alcanzaba fácilmente temperaturas de 60° C. El agua caliente se almacenaba por separado en un tanque aislado térmicamente para poder disponer de ella en el momento que se necesitara sin que la temperatura sufriera descensos.



En 1881 este colector auto contenido se fabricó en Estados Unidos con el nombre de Clímax, no prosperó porque la caja era de madera y no resistía mucho tiempo la intemperie y como la tapa era un solo cristal, el calor se disipaba en la noche.

En México todos los centros de investigación de energía solar han realizado proyectos sobre colectores solares planos sin entrar a su diseño y perfeccionamiento en virtud de que las mejoras que pueden lograrse son muy pequeñas en cuanto a eficiencia.

Comercialmente existen fabricantes y empresas vendedoras de colectores solares térmicos desde la segunda mitad de la década de los cuarenta. Existen además algunos representantes de compañías extranjeras que intentan vender colectores tanto planos como auto contenidos.

1.2 Hipótesis.

El colector solar de placa plana diseñado nos dará como resultado final, una temperatura el agua de 50 °C y una eficiencia de 0.4, su análisis térmico es con la finalidad de que proporcione resultados en invierno, por consiguiente en verano los resultados serán un éxito automático.

Por otro lado, el diseño de colectores solares no es un tema muy popular en la comunidad de ciudad Juárez y sus alrededores, es conveniente que se estudie más a detalle este tema puesto que es vital en el estudio de la energía solar térmica, por si fuera poco, los software de simulación como Kolektor 2.2, Codepro, TRNSYS, TranSol, entre otros, no son conocidos por las comunidades estudiantiles y/o investigaciones.

1.3 Objetivo Principal

Aprovechar la energía solar para ser utilizada en colectores solares de placa plana por efecto termosifón para agua de consumo sanitario en las instalaciones de la Universidad Tecnológica de Ciudad Juárez en áreas estratégicas en las cuales, el consumo de este líquido, es importante para la higiene de sus usuarios.

1.3.1 Objetivos Particulares

Que las áreas deportivas cuenten con agua de consumo sanitario para que sus deportistas y visitantes usen las regaderas para higiene personal, después de sus actividades físicas en sus cuatro regaderas.

Que la estancia infantil tenga agua caliente de consumo sanitario para el área de cocina, de igual manera, comodidad para los infantes que componen la guardería.

Que la cafetería escolar cubra sus necesidades requeridas de agua caliente para diversas actividades en la producción de alimentos, un colector solar es la solución

Que el consumo de gas natural, desaparezca de las aéreas deportivas, de esta manera se contribuye al medio ambiente utilizando una fuente de energía renovable como es el sol, en el calentamiento de agua sustituyendo sistemas contaminantes por limpios y amigables con el medio ambiente.

1.4 Propuestas

Diseñar colectores solares de placa plana por efecto termosifón para agua de consumo sanitario de casas habitación debido a la construcción sencilla y practica que tiene la construcción de este tipo de colectores, de esta manera se aprovechara la energía solar térmica de una fuente renovable como lo es el astro rey, de esta manera se dejara de consumir gas natural y/o L.P. y se dejara de enviar gases de efecto invernadero que un boiler convencional emite a la atmosfera.

Así mismo, con un modelado Matemático que les pueda servir a los estudiantes de todos los niveles, interesados en el mágico mundo de las energías renovables, ya que en nuestra localidad no hay alumnado que conozca del diseño de colectores aunque su interés vaya en aumento al paso de los días.

Para agregar más interés del ya existente, al diseño de Colectores solares de placa plana por efecto termosifón, es importante que le incluyamos software de simulación, ya que el Kolektor en su versión 2.2 es una herramienta de computo especializada en simulación virtual con datos de radiación solar de acuerdo a las condiciones de cada localidad en específico.

Por otra parte, se pretende realizar la puesta en marcha de 10 colectores solares de placa plana por efecto termosifón en la comunidad conocida como el entronque a palomas, esto es el ejido 6 de enero Chih. con la finalidad de que la población se vea beneficiada por la energía solar.

CAPITULO II

MODELADO MATEMATICO

2.1 Descripción de los componentes del colector solar de placa plana

Los componentes de un calentador solar de agua para uso doméstico básicamente son:

2.1.1 Placa de Absorción.

Es el elemento encargado de absorber la energía disponible del sol y transformarla energía térmica para luego ser transferida al agua, generalmente está hecha de un metal (cobre, acero, aluminio, etc.). La placa de absorción deberá fabricarse en materiales que posean una conductividad térmica mayor a $125 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$. Se utilizará lámina galvanizada calibre 26 con un recubrimiento de pintura negro mate cuya admitancia es 0.92 y la emitancia de 0.9.

2.1.2 Cubierta.

Es una lámina de material transparente montada en frente del absorbedor, en la parte superior del colector, creando un espacio (2 a 2.5 cm), entre la placa y ella. La función de la cubierta es permitir el paso de la radiación solar absorbida por la placa, igualmente disminuye la cantidad de radiación infrarroja que se escapa al exterior, disminuyendo de esta forma las pérdidas del colector. Tomando en cuenta estas funciones, el material utilizado en la cubierta debe poseer las

siguientes características elevada transmitancia dentro del espectro solar; Baja transmitancia para longitudes de onda largas (mayores a $3 \mu\text{m}$) y elevado índice de reflexión, además, bajo índice de absorción en cualquier longitud de onda. Utilizaremos vidrio templado debido a su resistencia a la alta temperatura y reduce pérdidas de calor.

2.1.3 Conductos para la circulación del fluido.

El colector solar de placa plana debe poseer una serie de conductos por los cuales circula el fluido de trabajo, el cual recibe y transporta la energía absorbida por la placa hacia el tanque de almacenamiento. Existen dos formas de circulación del fluido, de Serpentin o de parrilla e igualmente existen diversas formas de disposición de la unión placa-conductos, el material que utilizaremos será tubería de cobre de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro debido a su buena conductividad térmica la cual oscila alrededor de $401 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

2.1.4 Aislante Térmico.

Es el punto básico para disminuir las pérdidas de calor por conducción en la parte inferior y lateral del colector. Las características que debe poseer el material utilizado para ser un buen aislante son: No debe deteriorarse, gasificarse o vaporizarse a temperaturas alrededor de los 200°C , resistencia a la repetición de los ciclos térmicos entre 35°C y 120°C , baja conductividad térmica (menor de $0,040 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ en el rango de 20 a 120°C), no debe desplomarse, compactarse o adherirse cuando se repiten los ciclos térmicos y de humedad y no debe absorber o retener agua. El material que utilizaremos será el poliuretano cuya conductividad térmica es de $0.026 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ con un espesor de 2 pulgadas

(grosor comercial). Debido a que se pretende optimizar el área de captación y por consiguiente el área de recepción solar sería menor.

2.1.5 Gabinete, Uniones y Selladores.

El gabinete es el elemento que soporta todos los componentes del colector, la cual impide que la humedad, polvo y aire penetren por el colector y disminuyan su eficiencia. Para su diseño se deben tomar en cuenta tres elementos: hermeticidad para los aislantes y la placa de absorción, posibilidad de fijación del colector a la estructura donde va ser instalado y apoyo seguro para la cubierta. Los materiales para su construcción son muy variados: aluminio, lámina galvanizada, madera, termoplásticos para alta temperatura o fibra de vidrio laminada.

La completa hermeticidad del colector se consigue con un perfil que rellene las juntas, como un buen sellador, el cual debe cumplir con las siguientes características: resistencia a la radiación ultravioleta y a la intemperie, no volverse quebradizo ni endurecerse, buena adhesión con las distintas superficies, resistencia a la repetición de los ciclos térmicos y estirarse y comprimirse en forma adecuada para soportar las dilataciones y contracciones debidas a la diferencia entre los coeficientes de dilatación térmica de los elementos. Nuestro gabinete se construirá de lámina galvanizada, las juntas inferiores serán de poliuretano esparcido y las superiores de silicón negro para alta temperatura.

2.1.6 Tanque de Almacenamiento.

El calor puede ser almacenado en el tanque por circulación directa entre el colector y el tanque ó el agua calentada en el colector puede circular por un

serpentín dentro del tanque, transfiriendo así calor al agua que se encuentra dentro del mismo. El mayor requerimiento técnico del tanque es su total aislamiento, con el fin de conservar la temperatura requerida en el agua. Debe cumplir con las siguientes especificaciones: Evidenciar sellamiento, aislamiento y todas las precauciones de intemperie, no deben ocurrir fugas de agua ni de vapor de agua, debe poder operar a presiones de red de distribución y debería ser ensayado a 200 psi o 1378200 Pa durante 5 horas, disponer de los elementos que alivien al tanque y sus circuitos asociados de sobrepresiones originadas en golpes de presión de red hidráulica, adicionada a la presión por dilatación térmica del agua.

La ubicación del tanque debe estar en la parte superior de la parrilla para que el termosifón surja efecto y así evitar el fenómeno de flujo inverso.

Utilizaremos calentador de agua convencional en desuso de 30 galones que se encuentra en la Universidad Tecnológica de Chihuahua, le cubriremos el tiro con fibra de vidrio para reducir las pérdidas de calor.

2.2 Diseño del sistema

2.2.1 Dimensionamiento Previo del Sistema

El parámetro más importante a determinar es el área de la placa de absorción, y el punto de partida para la evaluación de esta, es la carga térmica anual y la radiación promedio del lugar, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$A_c = \frac{L_{CA}}{hH_T} = \frac{Q_{UA} + Q_T}{hH_T} \quad (1)$$

Donde:

A_C : Área de la placa de absorción, [m²]

L_{CA} : Carga térmica mensual, [GJ/año] *Cuanto calor recibido en el área de captación.*

Q_{UA} : Calor requerido para calentar el agua, [GJ/año]

Q_T : Pérdidas en el tanque, [GJ/año]

h : Eficiencia del colector (asumida)

\bar{H}_T : Radiación global promedio anual en la superficie inclinada, [KWh/m² - día]

Para la evaluación de los términos de la expresión (1), se deben hacer las siguientes apreciaciones:

- 1) Los cálculos se realizarán en base al clima extremo y la variación de la radiación solar que tiene la ciudad de Chihuahua durante el año.
- 2) El calentador será ubicado en la ciudad de Chihuahua, Chihuahua.
- 3) La inclinación del colector con respecto a la horizontal, se elegirá entre 30 y 60 grados buscando la mejor opción de acuerdo a la longitud y latitud de la ciudad de Chihuahua.

2.2.2 Dimensionamiento del colector para verano

Chihuahua está ubicada geográficamente en una de las regiones con mejor radiación solar en el mundo, de acuerdo a estudios para una inclinación entre 30 y 60 grados la radiación solar en Chihuahua se puede considerar alrededor de:

$$H_{T_{\max}} = 8 \text{ KWh/m}^2 - \text{día} = 28.8 \text{ MJ/ MJ/m}^2 - \text{día en verano.}$$

Para el dimensionamiento del colector y del tanque es necesario calcular la carga térmica mensual, la cual está conformada por el calor necesario para obtener los ochenta litros diarios de agua a 50°C, y las pérdidas en el tanque acumulador, de acuerdo con las siguientes expresiones.

$$L_{CA} = Q_{UA} + Q_T \quad (2)$$

$$Q_{UA} = m \cdot N \cdot C_p (T_f - T_o) \quad (3)$$

$$Q_T = (UA)_T (T_f - T_a) \quad (4)$$

Donde:

m : 113 kg/día Consumo diario de agua caliente.

N : 153 Días que incluyen los meses de verano abril, mayo, junio, julio y agosto.

N : 212 Días que incluyen los meses de invierno septiembre, octubre, noviembre, diciembre, enero febrero y marzo.

C_p : 4180 J/Kg°C Calor específico del agua.

T_f : 50°C Temperatura final del agua.

T_o : $T_o = 35^\circ\text{C}$ Temperatura inicial del agua, aproximadamente tres grados menor a la temperatura ambiente.

T_a : 38°C Temperatura ambiente.

$$Q_{UA_{\text{verano}}} = 113 \times 4180 \times (50 - 35) \times 153 = 1084 \text{ MJ/verano}$$

Se requieren entonces 1084 MJ en verano para satisfacer las necesidades de agua caliente, sin tener en cuenta las pérdidas presentadas en el tanque. Para la determinación del área de la placa de absorción se tiene que de acuerdo con la expresión (1), los datos obtenidos anteriormente y suponiendo una eficiencia media del cuarenta por ciento ($h = 0.4$), se obtiene:

$$A_c = \frac{1084 \text{MJ/ver}}{0.4(28.8 \text{MJ/m}^2 \cdot \text{dia})(153 \text{días})} = 0.61 \text{m}^2$$

Se requerirá entonces un colector cuya placa de absorción sea de 0.61 m^2 para calentar el agua, teniendo en cuenta que aún no se han calculado las pérdidas en el tanque.

Para el tanque de acumulación, se utilizará un tanque cilíndrico, por facilidad de construcción, tanto del tanque como de los soportes del mismo, la altura será de 141.2 cm. Con un diámetro de 40 cm.

La relación óptima entre área y volumen es

$$A_T = \frac{pD^2}{2} + pDh$$

$$A_T = \frac{p(0.4)^2}{2} + p(0.4)(1.412) = 2.03 \text{m}^2$$

Conociendo el volumen del tanque y sus dimensiones, se puede entrar a calcular las pérdidas de calor que se producen en el mismo, para recalculas así el área del colector.

Para la evaluación de pérdidas de calor en el tanque, se sigue el procedimiento de Winn, citado por OROZCO, en donde el coeficiente de pérdidas en el tanque, utilizando el criterio de ASHRAE, es:

$$U_T = 763.346 \frac{\text{J}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} = 0.212 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Por tanto, con base en la ecuación (4), el calor perdido en el tanque durante un año es:

$$Q_T = (UA)_T (T_f - T_a)$$

$$Q_T = 763.346 \frac{\text{J}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} (2.03 \text{m}^2) (50^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}) = 23243.9 \frac{\text{J}}{\text{h}}$$

Días = 153 = 3672 horas

$$Q_T = 23243.9 \frac{\text{J}}{\text{h}} (3672 \text{h}) = (85.35 \text{MJ})$$

Conocido el valor de las pérdidas en el tanque se debe re calcular el área del colector de acuerdo a la expresión siguiente, Por tanto:

$$A_c = \frac{1084 \text{MJ} + 85.35 \text{MJ}}{(0.4)(153)(28.8 \text{MJ}/\text{m}^2 - \text{dia})} = 0.66 \text{m}^2$$

2.2.3 Dimensionamiento del colector para invierno

Chihuahua está ubicada geográficamente en una de las regiones con mejor radiación solar en el mundo, De acuerdo a estudios para una inclinación entre 30 y 60 grados la radiación solar en Chihuahua se puede considerar alrededor De:

$$H_{T_{\max}} = 4 \text{ KWh}/\text{m}^2 - \text{dia} = 14.4 \text{ MJ}/\text{m}^2 - \text{dia} \text{ en invierno}$$

Para el dimensionamiento del colector y del tanque es necesario calcular la carga térmica mensual, la cual está conformada por el calor necesario para

obtener los ochenta litros diarios de agua a 50°C, y las pérdidas en el tanque acumulador, de acuerdo con las siguientes expresiones.

$$L_{CA} = \dot{Q}_{UA} + Q_T \quad (2)$$

$$Q_{UA} = \dot{m} N C_p (T_f - T_o) \quad (3)$$

$$Q_T = (UA)_T (T_f - T_a) \quad (4)$$

Donde:

\dot{m} : 113 kg/día Consumo diario de agua caliente.

N: 153 Días que incluyen los meses de abril, mayo, junio, julio y agosto

N: 212 Días que incluyen los meses de septiembre, octubre, noviembre, diciembre, enero febrero y marzo.

C_p : 4180 J/Kg°C Calor específico del agua.

T_f : 50°C Temperatura final del agua.

T_o : $T_o = 12^\circ\text{C}$ Temperatura inicial del agua, aproximadamente tres grados menor a la temperatura ambiente.

T_a : 15°C Temperatura ambiente.

$$Q_{UA_{\text{verano}}} = 113 \times 4180 \times (50 - 12) \times 212 = 3805 \text{ MJ/invierno}$$

Se requieren entonces 3805 MJ en verano para satisfacer las necesidades de agua caliente, sin tener en cuenta las pérdidas presentadas en el tanque. Para la determinación del área de la placa de absorción se tiene que de acuerdo con la expresión (1), los datos obtenidos anteriormente y suponiendo una eficiencia media del cuarenta por ciento ($h = 0.4$), se obtiene:

$$A_c = \frac{3805 \text{ MJ/inv}}{0.4(14.4 \text{ MJ/m}^2 \cdot \text{dia})(212 \text{ dias})} = 3.11 \text{ m}^2$$

Debido a que el área de la placa es grande se optara por construir dos colectores con una placa de absorción de $1,5 \text{ m}^2$ cada uno para calentar el agua, teniendo en cuenta que aún no se han calculado las pérdidas en el tanque.

Para el tanque de acumulación, se utilizará un tanque cilíndrico, por facilidad de construcción, tanto del tanque como de los soportes del mismo, la altura será de 141.2 cm. Con un diámetro de 40 cm.

La relación óptima entre área y volumen es

$$A_T = \frac{pD^2}{2} + pDh$$

$$A_T = \frac{p(0.4)^2}{2} + p(0.4)(1.412) = 2.03\text{m}^2$$

Conociendo el volumen del tanque y sus dimensiones, se puede entrar a calcular las pérdidas de calor que se producen en el mismo, para recalcular así el área del colector.

Para la evaluación de pérdidas de calor en el tanque, se sigue el procedimiento de Winn, citado por OROZCO [12], en donde el coeficiente de pérdidas en el tanque, utilizando el criterio de ASHRAE, es:

$$U_T = 763,346 \frac{\text{J}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}} = 0.212 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Por tanto, con base en la ecuación (4), el calor perdido en el tanque durante un año es:

$$Q_T = (UA)_T(T_f - T_a)$$

$$Q_T = 763.346 \frac{\text{J}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}} (2.03 \text{m}^2)(50^\circ \text{C} - 12^\circ \text{C}) = 58885 \frac{\text{J}}{\text{h}}$$

Días = 212 = 5088 horas

$$Q_T = 23243.9 \frac{\text{J}}{\text{h}^\circ} (5088 \text{h}) = (299.6 \text{MJ})$$

Conocido el valor de las pérdidas en el tanque se debe recalcular el área del colector de acuerdo a la expresión siguiente, Por tanto:

$$A_c = \frac{3805 \text{MJ} + 299.6 \text{MJ}}{(0.4)(212)(14.4 \text{MJ}/\text{m}^2 - \text{dia})} = 3.36 \text{m}^2$$

De acuerdo a lo anterior y debido que la radiación solar considerada fue la más baja para la temporada de invierno se va a considerar un área de captación de $A_c = 3 \text{m}^2$ la cual será dividida en dos colectores de 1.5m^2 cada uno como ya se mencionó anteriormente.

2.3 Selección de Materiales para un solo colector

2.3.1 Gabinete

Tomando en cuenta los datos obtenidos, el material que se utilizará será lámina galvanizada calibre 26 (espesor=0.45 mm), la cual, además de tener un costo moderado presenta mejores propiedades para ser trabajada (doblada y soldada). A nivel comercial esta lámina se encuentra en 1.22m x 3.04m.

2.3.2 Placa de absorción

De acuerdo con la dimensión del área de la placa de absorción, bastará con una sola lámina de 1.22m x 3.04m., cuyo peso es 7.3 kg. Con la utilización de una sola lámina se evita un mayor proceso de manufactura.

2.3.3 Aislante

El material que se utilizará como aislante en el colector será espuma de poliuretano en placa para la parte inferior y costados del colector, para las juntas será esparcido, cuyos costos son razonables, además el trabajo con los mismos es sencillo. Esta última opción es económica y es la que se utiliza en este tipo de trabajos, las características promedio del poliuretano son:

Densidad 70 kg/m³

Conductividad térmica 0.026 W/m°C .

El espesor que se utilizará en la parte inferior del colector es de 5.08 cm, mientras que el espesor en los laterales será de 2.54 cm. Estos dos valores se han obtenido teniendo en cuenta las dimensiones de la caja y las necesidades a cubrir. El material que constituirá la cubierta del colector es vidrio plano templado, ya que presenta buenas propiedades de resistencia a la degradación, una transmitancia aceptable y facilidad de manejo. Tomando en cuenta las recomendaciones por estudios realizados, con la temperatura esperada del agua, sólo se requiere de una cubierta, la cual tendrá un espesor de 5 mm, esta selección de espesor se hace arbitrariamente, basándose en colectores ya elaborados, igualmente la distancia entre la placa de absorción y la cubierta, se establece a 2.54 cm. Para los sellos, el material seleccionado para evitar humedades internas provenientes del exterior el cual cumple con todos los requerimientos mencionados además de un bajo costo.

La placa de absorción y conductos de circulación del agua, son la parte más importante del colector, por tanto no sólo se debe seleccionar el material, sino también la configuración que van a tener los conductos, con el fin de buscar una mayor eficiencia. Se trabajará con lámina galvanizada recubierta de pintura negro mate debido a su buena conductividad térmica y su bajo costo.

El espesor que se utilizará para la placa será de acuerdo con la lámina galvanizada, el cual es de 0.45 mm.

La configuración de los conductos seleccionada es la conocida como tipo “sándwich”. En este tipo de configuración, el agua se mueve entre dos placas de lámina galvanizada recubierta con pintura negro mate, en la parte inferior se encuentra la placa plana y la parte superior acanalada, separadas mediante platinas del mismo material, las cuales de acuerdo a la literatura, deben tener un espesor entre 3 y 5 mm. La selección de este tipo de configuración se basa en que de esta forma es mayor el área de contacto del agua con la placa de absorción, reflejándose esto en una mayor y más eficiente transferencia de calor de la placa al fluido. Otro factor importante a definir es la distancia entre los centros de los canales creados por las platinas, y la distancia entre tubos se recomienda que sea entre 7.62 cm. y 15.24 cm, (entre más juntos los tubos mejor) de acuerdo a Bob Ramlow. Nuestro proyecto considerara 10 cm entre centros.

2.4 Balance de energía

2.4.1 Balance de energía en el calentador.

El balance de energía tiene como objetivo determinar el calor útil transmitido al agua para establecer la eficiencia del calentador solar. El calor útil *q_{útil}*,

“Energía Solar Térmica”

empleado para calentar el agua del depósito de almacenamiento, es una parte de la radiación global incidente sobre el colector solar *HTAe*; la otra parte es calor disipado al ambiente:

- Por el colector solar q_{cs}
- Por el depósito de almacenamiento q_{da}
- Por las conexiones q_{cx} .

En la figura 1 se presentan las partes del calentador solar y en la figura 2 se muestra un diagrama del balance de energía.

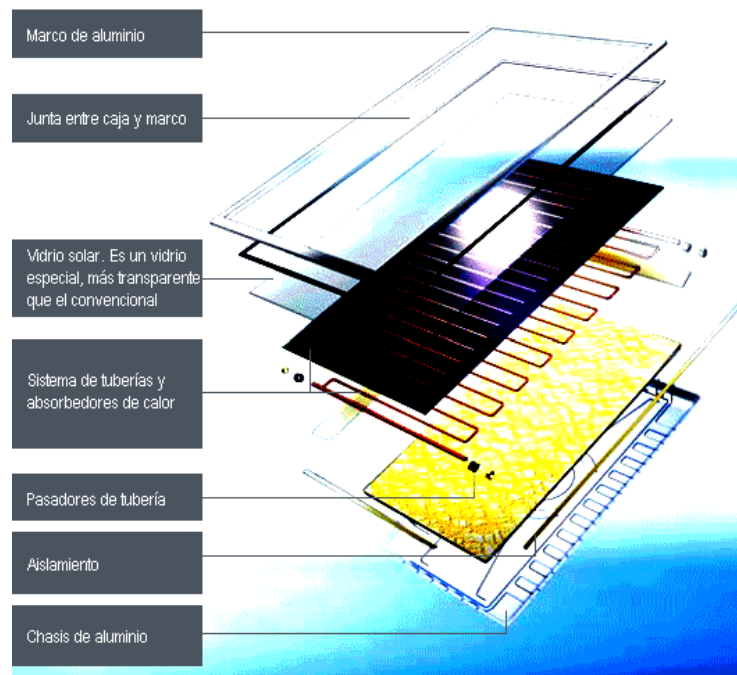


Figura 1 partes de un colector solar

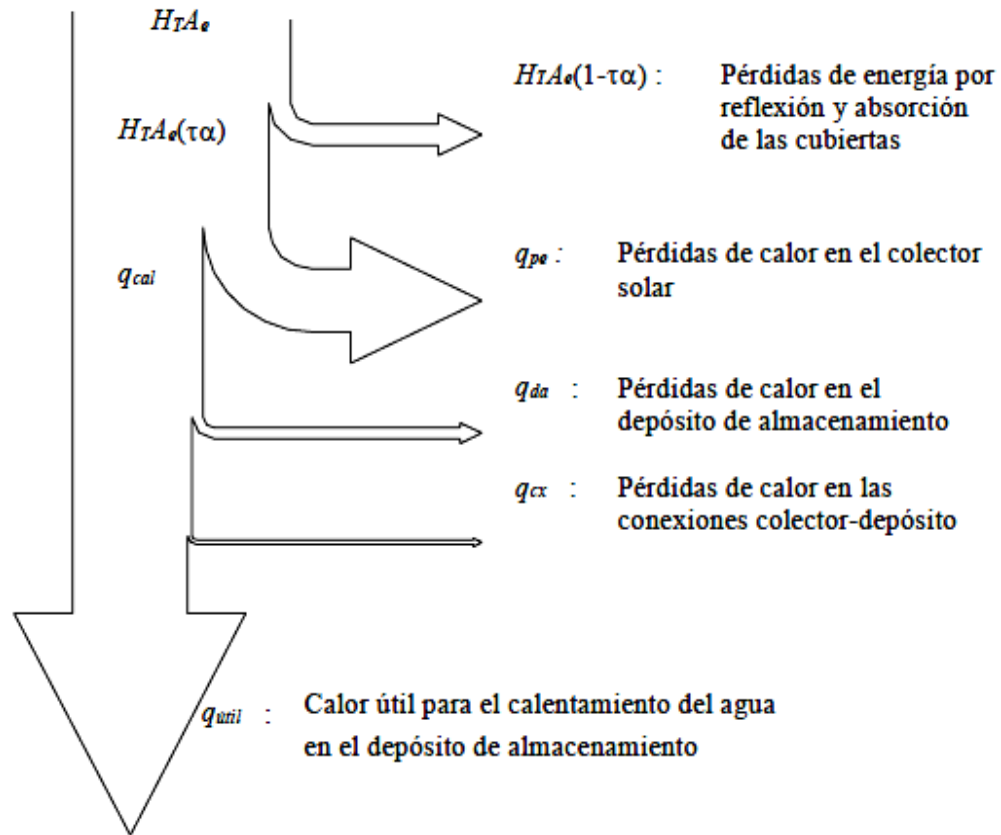


Figura 2 balance de energía en un calentador solar

Este balance de energía se expresa analíticamente como:

$$H_T A_e = q_{util} + q_{cs} + q_{da} + q_{cx} \quad (1)$$

El calor útil introducido en la ecuación 1 está representado por el flujo de agua m' en el calentador y las temperaturas de entrada y salida del depósito de almacenamiento T_{fe} , T_{fs} .

$$q_{util} = m C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2)$$

La eficiencia del calentador se define, entonces, como el porcentaje de la radiación solar global incidente sobre la superficie efectiva del colector y que es aprovechado como calor útil.

$$\eta_c = q_{\text{util}} / H_T A_e \quad (3)$$

En la práctica la eficiencia se determina experimentalmente en un intervalo finito de tiempo; para fines de diseño el período de evaluación t puede ser de un día o un tiempo mayor. Así, los valores puntuales obtenidos durante el periodo de evaluación son integrados mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \frac{\int_0^t q_{\text{util}} dt}{\int_0^t H_T A_e dt} \quad (4)$$

2.4.2. Balance de energía en el colector

La radiación global que incide sobre el colector solar $H_T A_e$, disminuye su valor como resultado de las características propias de reflexión y absorción de la cubierta del colector; de ahí que, este valor, es corregido por un factor $(\tau\alpha)$. Parte de esta radiación, $H_T A_e(\tau\alpha)$, es empleada como calor para calentar el agua q_{cal} ; la parte restante constituye el almacenamiento de energía en el colector mismo dU/dt , que usualmente es despreciable; así como, las pérdidas de calor hacia el ambiente por conducción, convección y re-radiación q_{pe} .

$$H_T A_e(\tau\alpha) = q_{\text{cal}} + q_{\text{pe}} + \frac{dU}{dt} \quad (5)$$

Si $dU/dt \approx 0$ entonces la ecuación 5 se transforma en:

$$H_T A_e(\tau\alpha) = q_{cal} + q_{pe} \quad (6)$$

De las ecuaciones 6 y 1 obtenemos:

$$q_{cs}(\tau\alpha) = q_{pe} \quad (7)$$

$$q_{cal} / (\tau\alpha) = q_{util} + q_{da} + q_{cx} \quad (8)$$

Para la determinación del calor de calentamiento del agua en el colector solar es necesario determinar las pérdidas de calor en el colector mediante la siguiente ecuación:

$$q_{pe} = U_L A_c (T_p - T_a) \quad (9)$$

El coeficiente total de transferencia de calor U_L se determina a partir de la temperatura promedio de la placa de absorción, la cual a su vez, requiere la determinación de la temperatura del tubo y del agua a lo largo de todo el tubo y del factor de remoción de calor.

2.4.2.1 Coeficiente total de transferencia de calor U_L

La evaluación numérica del coeficiente total de transferencia de calor U_L requiere determinar las conductancias inferior, superior y lateral en el colector solar.

En la figura 3 se muestra el circuito térmico de un colector solar plano que ayuda a visualizar los fenómenos físicos que se producen en el colector solar y así, a partir de este circuito se plantean las ecuaciones de las conductancias.

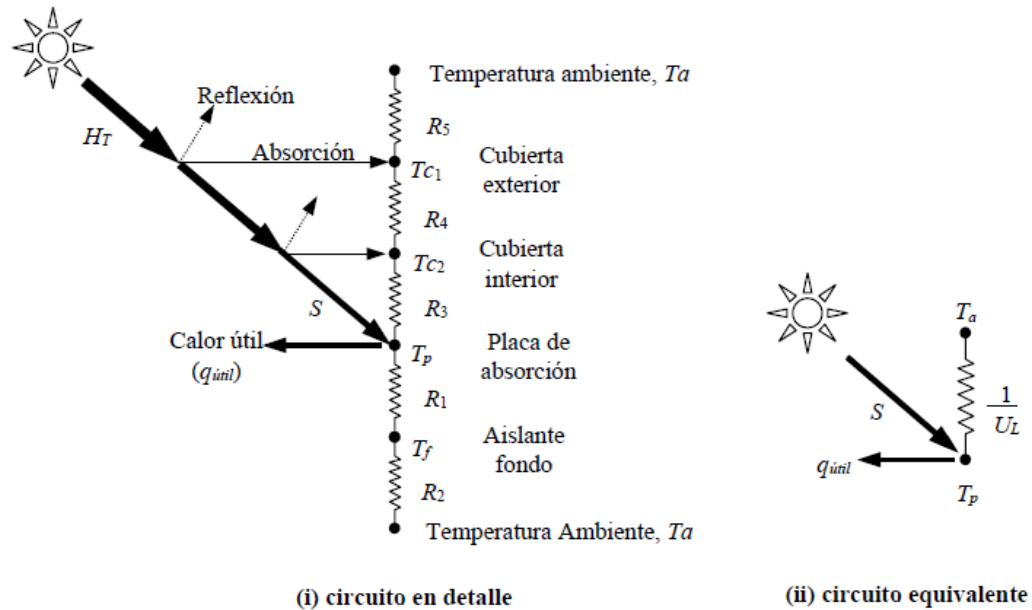


Figura 3 Circuito térmico de un colector solar de placa plana con dos cubiertas

2.4.3 Conductancias

2.4.3.1 Conductancia en la parte inferior.

La conductancia se evalúa conociendo la resistencia térmica conductiva R_1 y la resistencia térmica convectiva R_2 .

$$U_{fo} = \frac{1}{R_1 + R_2}$$

R_1 está dado por la conductividad del aislante K , y la longitud transversal del mismo l ; R_2 está dado por el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la placa de absorción y el ambiente, el cual en colectores bien aislados es despreciable.

$$R_1 = 1/K$$

$$R_2 = 1/h_{f0}$$

Si $R_2 < R_1$ entonces R_2 se desprecia; entonces:

$$U_{fp} = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{l} \quad (10)$$

2.4.3.2 Conductancia en la parte superior.

Esta conductancia se evalúa determinando las resistencias térmicas R_3 , R_4 , y R_5 , las cuales se muestran en la figura 3. El calor se transfiere entre la placa de absorción y la cubierta interior por convección y radiación en forma paralela; esto mismo, también ocurre entre las dos cubiertas, interior y exterior. Los mismos mecanismos de transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta exterior hacia el ambiente.

$$U_{sup} = 1/R_3 + R_4 + R_5 \quad (11)$$

$$R_3 = \frac{T_P - T_{C2}}{(\bar{h}_{C2} + h_{R2})(T_P - T_{C1})} \quad (12)$$

Dónde:

$$h_{R2} = \frac{\sigma(T_P + T_{C2})(T_P^2 + T_{C2}^2)}{\frac{1}{\epsilon_P} + \frac{1}{\epsilon_{C2}} - 1}$$

$$R_4 = \frac{T_{C2} - T_{C1}}{(\bar{h}_{C1} + h_{R1})(T_{C2} - T_{C1})} \quad (13)$$

Dónde:

$$h_{R1} = \frac{\sigma(T_{C1} + T_{C2})(T_{C1}^2 + T_{C2}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{C2}} + \frac{1}{\varepsilon_{C1}} - 1}$$

$$R_5 = \frac{T_{C1} - T_a}{(h_{\infty} + h_{fir})(T_{C1} - T_a)}$$

(14)

$$h_{fir} = \sigma\varepsilon_{C1}(T_{C1} + T_a)(T_{C1}^2 + T_a^2)$$

El proceso de cálculo de R₃, R₄ y R₅ es iterativo, además requiere de datos como las temperaturas de las cubiertas y los coeficientes convectivos de transferencia de calor, que por lo general son difíciles de evaluar; esto hace que el cálculo de estas resistencias térmicas sea complicado.

La ecuación propuesta por Hottel y Wertz para el cálculo de la conductancia por la parte superior, simplifica el procedimiento indicado anteriormente. Esta ecuación se utiliza para temperaturas de la placa de absorción entre 25 y 225 °C, con un margen de error aproximado de ±0,3 W/m².

$$U_{sup} = \left[\frac{N}{\left(\frac{C}{T_p} \right) \left(\frac{T_p - T_a}{N + f} \right)^{\varepsilon} + \frac{1}{h_v}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0,00591N h_v]^{-1} + \frac{(2N + f - 1)}{\varepsilon_c} - N}$$

(15)

2.4.3.3 Conductancia en la parte lateral.

Las pérdidas de calor a través de los lados del colector se evalúan de manera similar, aplicando la siguiente ecuación:

$$q_{\text{lados}} = U_l A_c (T_p - T_a) = \frac{k_a' h P}{l'} (T_p - T_a) \quad (16)$$

Donde:

$$U_l = \frac{k_a' h P}{l' A_c}$$

Finalmente, la evaluación del coeficiente total de transferencia de calor para todo el colector está representada por la sumatoria de las tres conductancias indicadas anteriormente; es decir, inferior, superior y lateral.

$$U_L = U_{fo} + U_{sup} + U_l \quad (17)$$

2.4.4 Temperatura a lo largo del tubo y factor de eficiencia del colector.

Un balance de energía en la placa de absorción (ver figura 4) muestra que, para un plano perpendicular al flujo, se cumple la siguiente ecuación:

$$(q'' \delta(1))_x - (q'' \delta(1))_{x+\Delta x} + S \Delta x(1) - U_L (T - T_a) \Delta x(1) = 0 \quad (18)$$

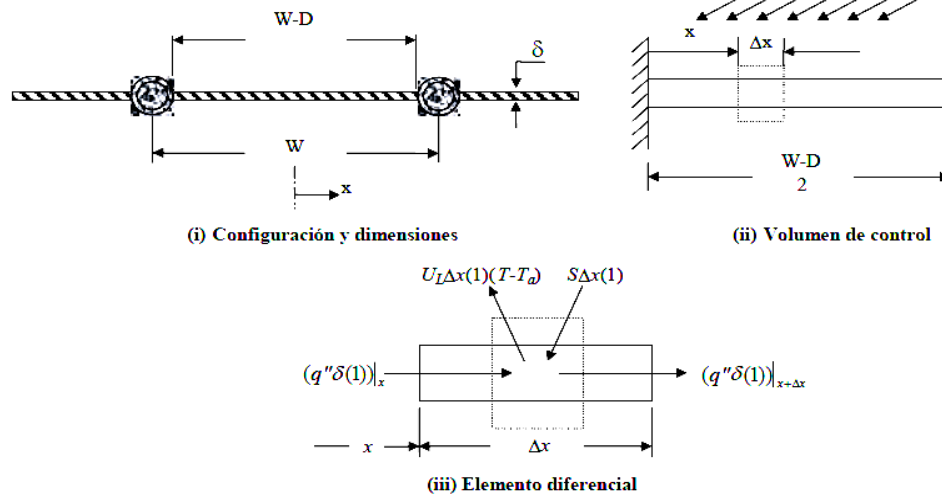


Figura 4 balance de energía en la placa de absorción.

Dividiendo la ecuación 18 entre Δx y haciendo $\Delta x \rightarrow 0$, se obtiene que:

$$-\delta \frac{dq''}{dx} + S - U_L(T - T_a) = 0 \quad (19)$$

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

Reemplazando el valor de q'' en la ecuación 18, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad (20)$$

Esta ecuación diferencial requiere de dos condiciones de frontera, ver figura 6.

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0$$

(21)

Si la temperatura de la placa en la vecindad del tubo es T_b :

$$T = T_b \Big|_{x = \frac{W-D}{2}} \quad (22)$$

Resolviendo la ecuación 20 con las condiciones de frontera establecidas se obtiene que:

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh(cx)}{\cosh[c(W-D)/2]} \quad (23)$$

Donde se define el parámetro c de la siguiente manera:

$$c^2 = \frac{U_L}{k}$$

La ecuación 23 permite conocer la temperatura T en la placa de absorción a lo largo de x para cualquier posición y y a lo largo del flujo. De esta ecuación se concluye que, el máximo de temperatura en la placa ocurre entre los dos tubos, para $x = 0$, tal como se observa en la figura 5.

De la ecuación 19 se deduce el calor por unidad de longitud que fluye por conducción a lo largo de la placa de absorción hacia uno de los tubos q'_{cond} , esto es:

$$q'_{cond} = q'' \delta \Big|_{\frac{W-D}{2}} - (-q'' \delta) \Big|_{\frac{W-D}{2}} = -2k \frac{dT}{dx} \Big|_{\frac{W-D}{2}} \quad (24)$$

Derivando la ecuación (23) se obtiene el dT/dx , con lo cual se obtiene:

$$q'_{cond.} = (W - D)[S - U_L(T_b - T_a)] \frac{\tanh c(W - D)/2}{c(W - D)/2} \quad (25)$$

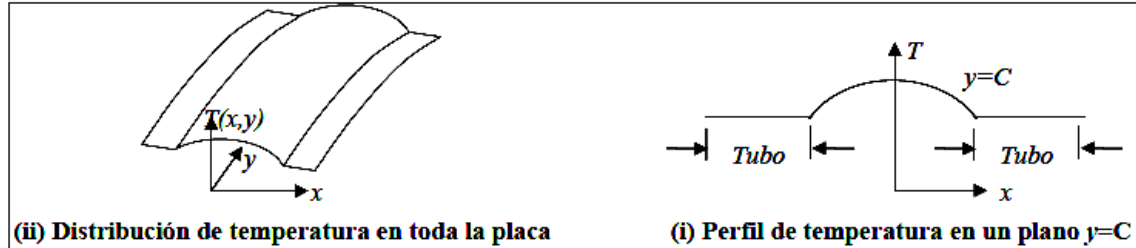


Figura 5 Distribución de temperatura en la placa de absorción

Se define F como la eficiencia geométrica de una superficie plana. Así:

$$F = \frac{\tanh [c(W - D)/2]}{c(W - D)/2} \quad (26)$$

La eficiencia geométrica F varía de acuerdo al parámetro $c(W-D)/2$, según se muestra en la figura 6.

Haciendo uso de la definición para la eficiencia de una superficie plana, la ecuación 25 se convierte en:

$$q'_{cond} = (W - D)F[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (27)$$

Debido a que el tubo recibe radiación solar por la parte superior.

$$q'_{rad} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (28)$$

Sumando las ecuaciones (27) y (28) se obtiene:

$$q'_{cal} = q'_{cond} + q'_{rad} = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (29)$$

Este calor de calentamiento por unidad de longitud q'_{cal} , es transferido al agua. Así, este calor de calentamiento se presenta en términos de la resistencia térmica de convección que presenta la interfase tubo-agua, mediante la siguiente ecuación.

$$q'_{cal} = \pi D_i h_f (T_b - T_f) \quad (30)$$

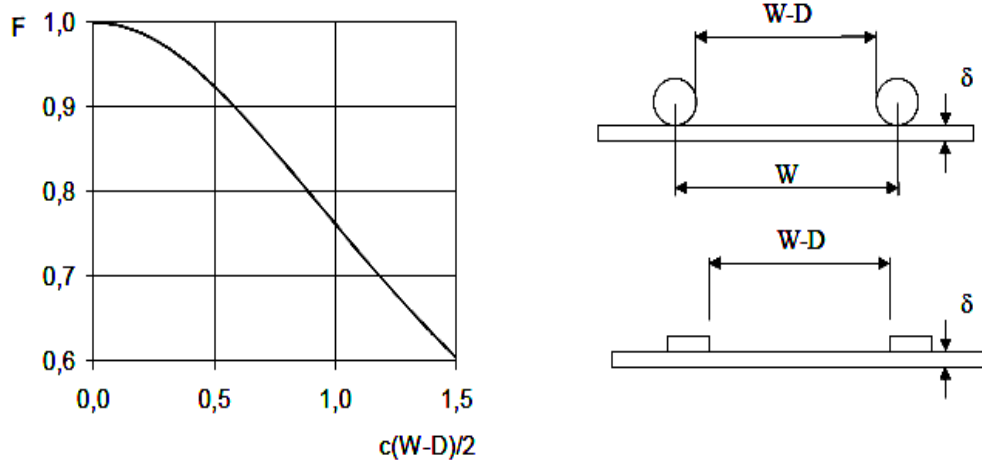


Figura 6 Variación de la eficiencia geométrica en función del parámetro $c(W-D)/2$

Las ecuaciones 29 y 30 se combinan para determinar el calor de calentamiento del agua en términos de la temperatura ambiente y de la temperatura del agua. Despejando T_b en la ecuación 30 y sustituyendo en la ecuación 29 se obtiene que:

$$q'_{cal} = WF[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (31)$$

F' se conoce como el factor de eficiencia del colector y esta dado por la relación:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left\{ \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right\}} \quad (32)$$

Físicamente, el numerador corresponde a la resistencia térmica entre la superficie del colector y el aire ambiente, mientras que el denominador constituye la resistencia térmica entre el fluido y el ambiente. El factor de eficiencia del colector F' es una función de F, hf y UL dependen ligeramente de la temperatura, por ello, F' se considera un parámetro de diseño.

2.4.5 Distribución de la temperatura del agua a lo largo del tubo

Un balance de energía en un elemento diferencial de agua dentro del tubo, tal como se muestra en la figura 7, indica que:

$$\left(\frac{m}{n}\right) C_p T_f \Big|_y - \left(\frac{m}{n}\right) C_p T_f \Big|_{y+\Delta y} + q'_{cal} \Delta y = 0 \quad (33)$$

Figura 7 Balance de energía en un elemento diferencial de agua dentro del tubo

m / n es el flujo de masa de agua por cada tubo, haciendo $\Delta y \rightarrow 0$, de la ecuación 33 se obtiene:

$$mC_p \frac{dT_f}{dy} - nWF'[S - U_L(T_f - T_a)] = 0 \quad (34)$$

La ecuación se tiene la siguiente condición de frontera:

$$T_f|_{y=0} = T_{fe}$$

Resolviendo la ecuación 34 empleando la condición de frontera mencionada:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp(-U_L nWF' y / mC_p) \quad (35)$$

La ecuación 35 permite calcular la temperatura del fluido en cualquier posición.

Si los tubos del colector tienen una longitud L , la ecuación 35 se convierte en:

$$\frac{T_{fs} - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp(-U_L nWF' L / mC_p) \quad (36)$$

Una condición límite de interés es cuando $L \rightarrow \infty$ o bien, $m \rightarrow 0$. En estas condiciones:

$$T_{fs,max} = T_a + S/L \quad (37)$$

Mediante esta ecuación se determina la temperatura máxima que puede alcanzar un colector plano. El valor de la temperatura máxima es importante en la selección de los materiales que constituyen un colector. Si bien es cierto que la eficiencia térmica del colector es igual a cero a esta temperatura, su importancia fundamental radica en el hecho que, en condiciones de estancamiento (o flujo igual a cero), la temperatura que puede alcanzarse en el interior del colector sobrepasaría el límite de operación de algunas de sus partes: aislante, empaques, etc.

2.4.6 Factor de remoción de calor

Conociendo la distribución de la temperatura en el fluido, se define el factor de remoción de calor FR como el parámetro que relaciona el calor de calentamiento que se obtiene efectivamente en el colector, con el que se obtendría si toda la superficie del colector se encontrara a la temperatura del fluido a la entrada T_{fe} .

$$F_R = \frac{mC_P (T_f - T_{fe})}{A_e [S - U_L (T_{fe} - T_a)]} \quad (38)$$

El área efectiva del colector A_e , se define como el área de la placa de absorción expuesta a la radiación solar, por lo tanto el área efectiva tiene la siguiente ecuación:

$$A_e = WnL \quad (39)$$

$$F_R = \frac{mC_P}{A_e U_L} \left[1 - \frac{S / U_L - (T_f - T_a)}{S / U_L - (T_{fe} - T_a)} \right] \quad (40)$$

Sustituyendo la ecuación (36) en (40) se obtiene:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_e U_L} [1 - \exp(-U_L F' A_e / \dot{m}C_p)] \quad (41)$$

En consecuencia, el calor útil en términos del factor de remoción de calor es como sigue:

$$q_{\text{útil}} = A_e F_R [S - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (42)$$

2.4.7 Pérdidas de calor en el depósito de almacenamiento y las conexiones.

2.4.7.1 Depósito de almacenamiento

Las pérdidas de calor en depósito de almacenamiento se expresan como:

$$q_{da} = U_{da} A_{da} (\bar{T}_{fda} - T_a) \quad (43)$$

2.4.7.2 Conexiones

Por otro lado, el balance de energía en las conexiones se divide en pérdidas en la conexión de agua fría y en la conexión de agua caliente, así:

$$q_{cx} = U_{cx} A_{cx} (\bar{T}_{fcx} - T_a) \quad (44)$$

2.4.8 Circulación natural del agua en el calentador solar

La circulación natural o circulación por termosifón es un fenómeno que se fundamenta en la variación de la densidad del agua, que es inversamente proporcional al incremento de la temperatura, esto quiere decir por ejemplo, que la densidad del agua a 60 °C es menor que la densidad de agua a 20 °C. Si se colocan en un tubo en U dos volúmenes iguales de agua a las temperaturas mencionadas, el nivel de la columna de agua más caliente es mayor respecto a la de agua más fría (ver figura 8), esto se explica porque la columna de agua a 20 °C tiene mayor masa que la columna de agua a 60 °C.

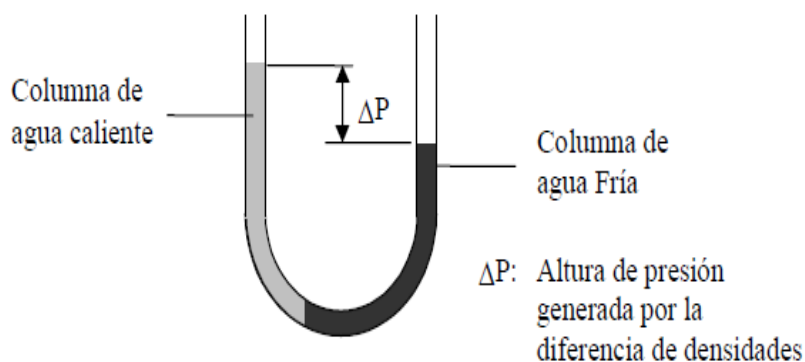


Figura 8. Representación de la altura de presión generada por agua a temperaturas diferentes

Debido a que en estos tipos de calentadores solares se aprovecha la circulación natural de agua, no se necesita de una bomba para la circulación del agua. Un aspecto importante de la circulación natural es la ubicación del depósito de almacenamiento respecto del colector solar.

2.4.8.1 Ubicación del depósito de almacenamiento respecto al colector solar

En la figura 9 se muestra la disposición de las entradas y salidas de agua tanto en el colector como en el depósito de almacenamiento, así como las alturas o

niveles en que se encuentran ubicadas dichas entradas y salidas. A partir de esta figura, se definen los ángulos α_1 y α_2 de la siguiente manera:

$$\alpha_1 = \arctang\left(\frac{h_3 + h_4}{M}\right) \quad (45)$$

$$\alpha_2 = \arctang\left(\frac{h_1}{L \times \cos \beta + M}\right) \quad (46)$$

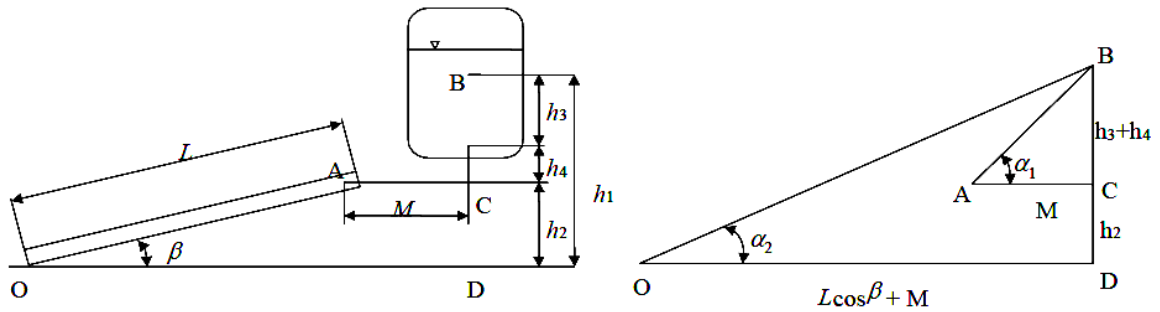


Figura 9. Ubicación del depósito de almacenamiento respecto al colector solar

2.4.8.2 Altura de presión de la circulación natural

La altura de presión de circulación natural ΔP_{CN} es la altura resultante de la diferencia de la presión generada por la diferencia de densidades del agua ΔP y la pérdida de carga por fricción en los tubos h_p .

$$\Delta P_{CN} = \Delta P - h_p \quad (47)$$

2.4.8.2.1 Altura de presión debido al cambio de densidad del agua en el colector solar

Para calcular la presión generada por el cambio de densidad del agua, el calentador solar se representa como se muestra en la figura 10.

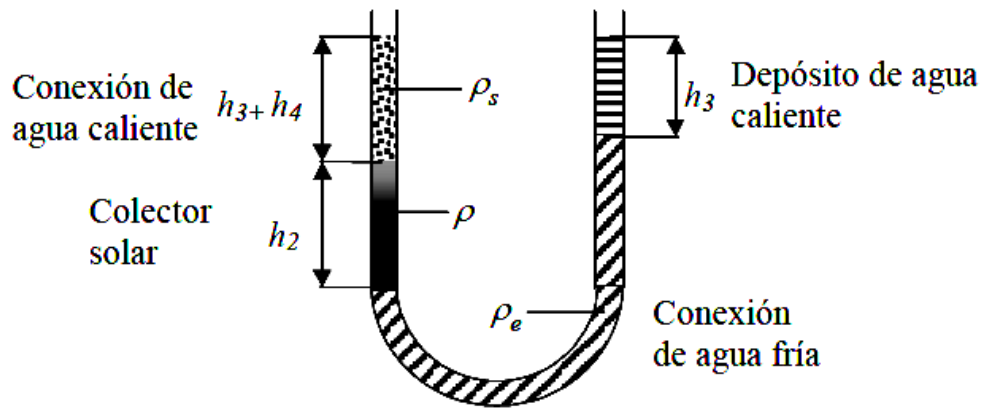


Figura 10. Representación en columnas de agua de diferentes densidades en el calentador solar

La entrada del colector el agua tiene una densidad, ρ_e mientras que a la salida el agua tiene una densidad ρ_s , además se asume una densidad promedio ρ . Aplicando la ecuación de Bernoulli se obtiene:

$$\Delta P \times \rho_s = \rho(h_3) + \rho_e(h_4 + h_2) - \rho(h_2) - \rho_s(h_4 + h_3) \quad (48)$$

Además:

$$\rho = \frac{\rho_s + \rho_e}{2} \quad (49)$$

Remplazando la ecuación 49 en la ecuación 48, se obtiene:

$$\Delta P = \frac{(\rho_e - \rho_s) \left(\frac{h_2 + h_3}{2} + h_4 \right)}{\rho_s} \quad (50)$$

2.4.9 Pérdidas de carga

Para determinar las pérdidas de carga se determinan el régimen del flujo de agua, la longitud de tubos equivalente L_t y el coeficiente de fricción del flujo. El régimen del flujo se determina con el número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{v_f \times D_h}{\gamma_f} \quad (51)$$

Por lo general, el régimen del flujo de agua es laminar, por lo que el coeficiente de Fricción f se determina de la siguiente manera:

$$f = 64/\text{Re} \quad (52)$$

La longitud de tubos equivalentes L_t se determina mediante la siguiente ecuación:

$$L_t = L + \frac{h_1}{\text{sen } \alpha_2} + \frac{h_3 + h_4}{\text{sen } \alpha_1} \quad (53)$$

Finalmente, las pérdidas de carga se determinan por:

$$h_p = \frac{L_t \times f \times v_f^2}{2 \times D_h \times g}$$

(54)

Para determinar la velocidad del agua en un calentador solar de circulación natural se requiere un cálculo iterativo, por lo cual se asume una velocidad del agua en el colector solar, luego, se determina la presión de circulación natural y las pérdidas de carga, finalmente se calcula la velocidad del agua, hasta que el valor asumido coincida con el valor calculado.

CAPITULO III

PROBLEMA FISICO Y MODELO MATEMATICO DEL EFECTO TERMOSIFON

3.1 Modelo Físico

Un sistema termosifónico a pesar de su aparente simplicidad, representa un problema físico bastante complejo, en el cual se relaciona transferencias de calor tanto al interior como al exterior del sistema, así como flujos convectivos en tres dimensiones dentro del tanque de almacenamiento, tuberías del captador y mangueras de conexión. La energía absorbida por el captador, no solamente produce los flujos convectivos y cambios en la energía interna del fluido, también produce cambios de temperatura en todos los materiales que forman al sistema. Se han realizado diversos modelos para simular el funcionamiento de un sistema termosifónico, la mayoría han tomado como base el trabajo de D. J. Close [Close, 1962], quien puede considerarse como el primero en realizar un estudio analítico del desempeño de un captador solar. La implementación de algoritmos numéricos para la simulación se realizó principalmente usando modelos de diferencias finitas, suponiendo un sistema unidimensional [Ong, 1974]. Se han probado modelos usando parámetros que se obtienen en estado estacionario [Morrison y Braun 1984], [Huang y Hsieh, 1985], [Belessiotis y Malthiolakis, 2001]. En algunos de ellos se considera los parámetros de absorbancia y transmitancia así como de coeficientes globales de transferencia de energía y el factor de eficiencia que se obtienen de la norma ASHRAE 93-77; se desprecian las capacidades caloríficas de sus componentes. Se han probado modelos bidimensionales para determinar la importancia de tomar en cuenta diferentes parámetros en la simulación numérica.

El modelo matemático que se implementara en este trabajo se ha realizado ciertas suposiciones, algunas ya utilizadas por otros autores. Estas se adoptan a fin de simplificar las ecuaciones que serán desarrolladas posteriormente. Las suposiciones al problema físico para modelar matemáticamente al sistema, son las siguientes:

3.1.1 Modelo de un solo tubo

El sistema termosifónico puede ser considerado como una sola tubería que hace un circuito cerrado con un calefactor para impulsar el flujo, la principal diferencia está en los diámetros de las tuberías que cambian dependiendo de la parte del sistema que se encuentre modelando. Por este modelo se considera unidimensional. Esta suposición se basa en el hecho de que durante el calentamiento uniforme del captador, el agua a niveles superiores siempre está más caliente que el agua a niveles inferiores, razón por la cual no hay corrientes convectivas en contra del flujo principal del sistema y el agua en todas las zonas del sistema está térmicamente estratificada. Esta suposición es válida cuando los niveles de insolación permanecen constantes como se verá en la sección de los resultados experimentales.

3.1.2 Inercia térmica despreciable de los materiales

Se desprecian los efectos de la capacidad calorífica de los materiales, es decir, que las paredes de las tuberías y del tanque de almacenamiento están siempre en equilibrio térmico con el fluido del sistema. Esta suposición es válida para flujos pequeños, suponiendo que el sistema tiene suficiente tiempo de alcanzar el equilibrio térmico con el fluido. La placa metálica del captador en contacto con el fluido y la placa de vidrio que sirve de aislante al ambiente son las únicas

partes del sistema que se considera pueden tener temperaturas diferentes al fluido. Esta suposición se justifica con el hecho de que la placa metálica es la que directamente absorbe la mayor parte de la energía solar captada por el captador y esta energía se transfiere al fluido de manera continua después de un considerable incremento de su temperatura. La temperatura del vidrio también se considera independiente pues es la única parte del sistema que no se encuentra en contacto directo con el fluido del sistema.

1. Efectos de Borde en el captador solar despreciables

Se desprecian las transferencias de calor de borde en el captador, es decir, que solamente se consideran las transferencias de energía a través de la cubierta de vidrio con el captador y la transferencia a través de la pared inferior o parte trasera del captador. La transferencia de calor a través de las paredes laterales se considera cero. Esta suposición se justifica con el hecho de que esta área representa generalmente menos del 20% del área total de un captador de 2m^2 por lado. Si esta suposición no fuera válida solamente aumentaría el valor del coeficiente de pérdidas del captador con el ambiente sin modificar el comportamiento global del sistema.

2. Flujo Tapón

Para simplificar la forma en que se mueve el fluido dentro del captador, se considera que el fluido en las tuberías del mismo se comporta como una cama de espesor homogéneo cubierto por un techo metálico superior y una base metálica inferior. El área transversal del captador simplificado es igual al área transversal de las tuberías de agua. Al tratarse de un modelo de un solo tubo se considera que las temperaturas son función únicamente de la coordenada x y del tiempo.

3. Frontera adiabática

Se considera además que no hay pérdida de calor a través de la capa de aislante en la parte inferior del captador.

3.2 Modelo Matemático del efecto termosifón

A fin de elaborar el modelo matemático para simular el funcionamiento del captador solar, será necesario realizar varios balances de energía en volúmenes de control de las diferentes secciones que forman al sistema termosifónico. El balance de energía por unidad de tiempo para este elemento de volumen puede expresarse de la siguiente forma:

$$Q_E + Q_g = Q_{s1} + Q_{s2} + Q_A \quad (1)$$

Donde Q_E es la potencia de entrada al VC, Q_g es la potencia generada en el interior del VC, Q_{s1} y Q_{s2} son las potencias de salida y Q_A es la potencia debida al cambio de energía interna del VC.

La potencia generada en el interior en el caso de nuestro problema es cero, pues no hay fuentes de energía en el flujo a lo largo de todo el sistema.

$$Q_g = 0$$

El balance de energía por unidad de tiempo de la ecuación (1) será utilizado para obtener la expresión matemática que representa el comportamiento térmico del sistema. A continuación se incluye parte de la nomenclatura que se encuentra al inicio del presente trabajo, esto a fin de facilitar la revisión de las ecuaciones que serán expuestas en esta sección.

3.2.1 Placa de Vidrio del captador solar

De acuerdo con la ecuación (1) en el caso de la placa de vidrio del captador, la potencia de entrada, se debe a la absorción de la radiación solar incidente (Q_E). Las salidas de energía, son al ambiente (Q_{s2}) y al aire interior entre la placa de vidrio y la placa metálica del captador. Como la temperatura del vidrio se considera siempre en estado estacionario no se considera que haya absorción de energía por cambio de energía interna, tampoco se considera intercambio de energía entre un elemento de volumen dado de la placa con los elementos adyacentes. En el caso del vidrio las potencias de entrada y salida pueden expresarse en la siguiente forma:

$$Q_{s1} = h_{gi} \Delta A \left[V(x, t) - \frac{V(x,t)+U(x,t)}{2} \right] ; Q_{s2} = h_{go} \Delta A [V(x, t) - T_s(x, t)]$$

$$Q_E = f_1 \Delta A Q_0(x, t)$$

Las ecuaciones anteriores suponen que el aire interior se encuentra a una temperatura que es el promedio de la temperatura del vidrio y la temperatura de la placa metálica. Con base en estas expresiones la ecuación (1) puede describirse como:

Vidrio:

$$f_1 Q_0(x) = h_{go}[V(x, t) - T_a(x, t)] h_{gi} \left[V(x, t) - \frac{V(x,t)+U(x,t)}{2} \right] \quad (2)$$

El área a través de la cual se realizan las entradas y salidas de energía en el vidrio es el mismo para todas las expresiones y debería aparecer en todos los términos, por lo que no aparece en la ecuación (2).

3.2.2 Placa absorbidora del captador solar

En la placa absorbidora ocurre un balance similar a la placa de vidrio, hay una potencia absorbida por la radiación solar incidente (Q_E), las salidas de energía, se realizan con el aire interior entre la placa de vidrio y la placa metálica del captador (Q_{s2}) y con el fluido interno del captador (Q_{s1}). De acuerdo con la ecuación (1) podemos escribir para la placa absorbidora:

Placa metálica:

$$f_2 Q_0(x, t) = h_{so} \left[U(x, t) - \frac{v(x, t) + U(x, t)}{2} \right] + h_{si} [U(x, t) - T(x, t)] \quad (3)$$

Los coeficientes h_{si} y h_{so} se refieren a la transferencia convectiva, aunque podría considerarse que también incluyen la parte radiactiva, pues si las diferencias de temperaturas son relativamente pequeñas, entonces la transferencia por radiación puede aproximarse en forma proporcional a la diferencia de temperaturas.

En la placa metálica inferior del captador no tiene objeto realizar el balance de energía, pues al estar el sistema en estado estacionario y al no haber pérdidas de energía a través del aislante, entonces la placa inferior debe encontrarse a la misma temperatura que el fluido.

3.2.3 Fluido térmico del captador solar

Para el caso del fluido del captador, se definen las temperaturas de entrada y salida a través de las fronteras de un elemento del fluido. De acuerdo a la ecuación (1) y las temperaturas consideradas, se pueden definir las entradas y salidas de energía en la frontera de cada elemento de volumen de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$Q_E = m c_p T(x - \frac{\Delta x}{2}, t) ; Q_A = m c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t}$$

$$Q_{s1} = m c_p T(x + \frac{\Delta x}{2}, t) ; Q_{s2} = h_{si} P_{si} \Delta x [T(x, t) - U(x, t)]$$

La masa contenida en el elemento de fluido puede expresarse de la forma:
 $m = \rho A_c \Delta x$

El producto ($P_{si} \Delta x$) representa el área a través de la cual el fluido transfiere (o recibe) energía en forma convectiva con la pared. Substituyendo las expresiones anteriores en la ecuación (1) se obtienen el siguiente balance de energías:

Fluido del captador:

$$m c_p T(x - \frac{\Delta x}{2}, t) = m c_p T(x + \frac{\Delta x}{2}, t) + h_{si} P_{si} \Delta x [T(x, t) - U(x, t)] + \rho A_c \Delta x c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t}$$

Reacomodando los términos y en el límite cuando $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación anterior puede describirse como:

$$m c_p \frac{\partial T}{\partial x} + h_{si} P_{si} (T(x, t) - U(x, t)) + \rho A_c c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

3.2.4 Mangueras alta y baja

Para la manguera alta y baja el tratamiento de entrada y salida de energía es el mismo que el caso del fluido del captador, la diferencia es el coeficiente convectivo con el que se transfiere energía a la pared de la manguera y que la temperatura a la cual el fluido cede energía es la temperatura ambiente y no la temperatura de la placa absorbidora. La ecuación puede escribirse como:

Fluido de la manguera alta:

$$m c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + h_M P_{MI} [T(x, t) - T_a(x, t)] + \rho A_M c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

Análogamente para el fluido en la manguera baja:

$$m c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + h_m P_{mi} [T(x, t) - T_a(x, t)] + \rho A_m c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = 0 \quad (6)$$

3.2.5 Termotanque del Sistema termosifónico

El caso del tanque es también análogo al de las Mangueras, la diferencia radica en el diámetro, que no se considera transferencia de calor en las tapas superior e inferior del tanque. Esta aproximación es muy discutible pero se tomara así en primera instancia para mantener la similitud entre las ecuaciones. La ecuación para el tanque puede escribirse en la forma:

Tanque:

$$m c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + h_T P_{TI} [T(x, t) - T_a(x, t)] + \rho A_T c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = 0 \quad (7)$$

Las ecuaciones diferenciales anteriores representan el comportamiento térmico del Sistema a lo largo de la posición y su evolución en el tiempo. Estas ecuaciones serán resueltas numéricamente y el algoritmo de solución será descrito en secciones posteriores de este capítulo.

3.2.6 Solución analítica del captador

Las ecuaciones que se obtienen del balance de energía del captador para la placa de vidrio y para la placa superior metálica, pueden resolverse analíticamente mediante un sistema de ecuaciones. Para ello se van a realizar las siguientes substituciones:

Sean:

$$m_g = \frac{h_{go}}{h_{gi}} \quad \text{y} \quad m_g = \frac{h_{so}}{h_{si}}$$

Al introducir estas expresiones en las ecuaciones (2) y (3), y al responder se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\left[m_g + \frac{1}{2} \right] V(x, t) - \frac{1}{2} U(x, t) = \frac{f_1}{h_{gi}} Q_0(x, t) + m_g T_a(x, t)$$

$$-\frac{m_s}{2} V(x, t) + \left[\frac{m_s}{2} + 1 \right] U(x, t) = \frac{f_2}{h_{si}} Q_0(x, t) + T(x, t)$$

Estas ecuaciones se pueden resolver como un Sistema de ecuaciones de la forma:

$$a_{11} V(x, t) + a_{12} U(x, t) = K_1(x, t)$$

$$a_{21} V(x, t) + a_{12} U(x, t) = K_2(x, t)$$

En donde:

$$a_{11} = m_g + \frac{1}{2} \quad ; \quad a_{12} = -\frac{1}{2} \quad ; \quad K_1(x) = \frac{f_1}{h_{gi}} Q_0(x, t) + m_g T_a(x, t)$$

$$a_{21} = -\frac{m_s}{2} \quad ; \quad a_{22} = \frac{m_s}{2} + 1 \quad ; \quad K_2(x) = \frac{f_2}{h_{si}} Q_0(x, t) + T(x, t)$$

Resolviendo el Sistema para las temperaturas U(x) y V(x):

$$V(x, t) = \frac{\left(\frac{m_s}{2} + 1\right) \left[\frac{f_1}{h_{gi}} Q_0(x, t) + m_g T_a(x, t)\right] + \frac{1}{2} \left[\frac{f_2}{h_{si}} Q_0(x, t) + T(x, t)\right]}{\frac{1}{2} + m_g \left(\frac{m_s}{2} + 1\right)}$$

$$U(x, t) = \frac{\frac{m_s}{2} \left[\frac{f_1}{h_{gi}} Q_0(x, t) + m_g T_a(x, t)\right] + \left(m_g + \frac{1}{2}\right) \left[\frac{f_2}{h_{si}} Q_0(x, t) + T(x, t)\right]}{\frac{1}{2} + m_g \left(\frac{m_s}{2} + 1\right)}$$

Las ecuaciones anteriores pueden reacomodarse y escribirse de la forma:

$$V(x, t) = b_1 T(x, t) + b_2 T_s(x, t) + b_3 Q_0(x, t) \quad (8)$$

$$U(x, t) = c_1 T(x, t) + c_2 T_s(x, t) + c_3 Q_0(x, t) \quad (9)$$

El flujo másico puede expresarse en términos de la sección transversal y la rapidez de este de acuerdo a la ecuación:

$$m = \rho A_c u_0$$

En caso de considerar las temperaturas del fluido en estado estacionario a un flujo másico constante, entonces se podría encontrar una expresión analítica para el captador; sin embargo, la consideración de flujo constante no es válida para el flujo termosifónico y en especial para el experimento, cual se pretende modelar numéricamente con estas ecuaciones. Además, se quiere simular el estado transitorio que implica el establecimiento de un retroflujo durante el enfrentamiento, el cual ha sido observado experimentalmente.

3.2.7 Cálculo del flujo termosifónico

Para entender el origen del flujo termosifónico puede considerarse que el sistema está formado por dos columnas de agua. La columna 1 está formada por el agua en la manguera inferior y en el tanque de almacenamiento. La columna 2 está formada por el agua en el captador y en la manguera alta que conecta al tanque. A pesar de que ambas columnas tienen la misma altura ejercen diferentes presiones en el fondo debido a que la temperatura promedio en ambos lados es diferente. Durante el calentamiento del captador, el agua en su interior se encuentra a mayor temperatura que en el resto del sistema, esto provoca que la densidad promedio en la columna 1 sea mayor que en la columna 2. Esta diferencia de presiones provoca que la columna 1 sea mayor que en la columna 2. Esta diferencia de presiones provoca que la columna 1 empuje a la columna 2 dando lugar al flujo termosifónico del sistema.

Para calcular el flujo termosifónico se utilizó la ecuación Poiseuille que calcula el flujo volumétrico laminar (V) en el interior de una tubería y se desprecian todos

los efectos de turbulencia que pudiera haber durante el funcionamiento del sistema. Dado que el flujo laminar dentro de una tubería el flujo volumétrico puede calcularse con la expresión:

$$V = \frac{\pi R^2}{8\eta L} (P_1 - P_2) \quad (11)$$

En donde

R = es el radio de la tubería

L = longitud de la tubería

η = viscosidad del fluido

$(P_1 - P_2)$ = diferencia de presiones a la entrada y salida de la tubería.

Esta ecuación indica que el flujo es proporcional a la diferencia de presiones a la que se encuentran los extremos de la tubería e inversamente proporcional a la viscosidad del fluido. El término que incluyen al radio y a la longitud de la tubería representa la constante de proporcionalidad. De hecho podríamos escribir la ecuación (11) como simplemente:

$$V = k \frac{(P_1 - P_2)}{\eta} \quad (12)$$

En donde k es la constante de proporcionalidad que contiene los factores de forma de la tubería. El sistema termosifónico es más complejo que una simple tubería, pero el comportamiento físico del fluido en el interior debe ser similar en el sentido de que el flujo termosifónico es impulsado por una diferencia de presiones y en donde la viscosidad del agua debe limitar el movimiento del fluido. La forma del sistema es constante en cada uno de sus trayectos, por lo tanto no deben introducir variables que pudieran modificar el valor del flujo de un

componente del sistema a otro; además, dado que se considera al fluido incomprensible, entonces por continuidad el valor del flujo másico debe ser constante a lo largo de todo el sistema.

Otra consideración a tener en cuenta es que el sistema termosifónico puede semejar a una tubería cerrada en la cual no se puede determinar cuáles son los extremos; sin embargo, si no hubiera diferencia en la densidad del agua en el sistema, no habría flujo termosifónico. La diferencia de densidades da lugar a una diferencia de presiones equivalente a la de la tubería abierta que se considera en la ecuación de Poiseuille.

Dado que las alturas de las columnas es la misma entonces la diferencia de presión (ΔP) puede escribirse en términos de la diferencia de las densidades promedio:

$$\Delta P = (\rho_1 - \rho_2) g H \quad (13)$$

En donde:

ρ_1 = densidad promedio de la columna 1 g = aceleración de la gravedad

ρ_2 = densidad promedio de la columna 2 H = altura de las columnas de agua

La variación de la densidad y la viscosidad del agua con la temperatura se ajustaron con polinomios de quinto y cuarto grado respectivamente, que permiten obtener los valores reportados en tablas, con una desviación menor al 0.01%. A continuación se muestran los polinomios empíricos ajustados:

Ecuación empírica para la densidad:

$$\rho(T) = a_0 + a_1 T - a_2 T^2 + a_3 T^3 - a_4 T^4 + a_5 T^5 \quad (14)$$

Donde

$$a_0 = 0.9998746 ; a_1 = 6.25415 \times 10^{-5} ; a_2 = 8.42133 \times 10^{-6}$$

$$a_3 = 6.79248 \times 10^{-8} ; a_4 = 4.4669 \times 10^{-12}$$

Ecuación empírica para la viscosidad:

$$\eta(T) = b_0 + b_1 T - b_2 T^2 + b_3 T^3 - b_4 T^4 + b_5 T^5 \quad (15)$$

Dónde:

$$b_0 = 1789 ; b_1 = 55.9 ; b_2 = 8.8 \times 10^{-3} T^3$$

$$b_3 = 8.8 \times 10^{-3} ; b_4 = 2.99 \times 10^{-5}$$

Sustituyendo la ecuación (13) en la ecuación (12) se obtiene:

$$V = k \frac{g H (P_1 - P_2)}{\eta}$$

La densidad es función de la temperatura que a su vez es función de la posición para cada instante de tiempo, así que la densidad promedio de la columna de agua 1, P_1 puede expresarse con la fórmula

$$P_1 = \frac{\int_0^H \rho_1(x) dx}{H} = \frac{\int_0^{H_1} \rho_1(x) dx + \int_{H_1}^H \rho_1(x) dx}{H}$$

En donde H corresponde a la altura efectiva respecto a la cual ocurre el cambio de densidad en el fluido y h_1 indica que la integral se divide en dos partes la primera que corresponde a la densidad promedio en la manguera baja y la segunda a la densidad promedio en el tanque. Al usar el teorema del valor medio podemos remplazar las integrales usando las densidades promedio:

$$P_1 = \frac{\rho_m (H_1 - 0) + \rho_T (H - H_1)}{H} \quad (17)$$

En donde

ρ_m = densidad promedio en la manguera baja

ρ_T = densidad promedio en el tanque de almacenamiento

H_1 = altura que separa la manguera baja del tanque de almacenamiento

Análogamente para la columna 2 puede realizarse un análisis similar para calcular la densidad del agua, por lo que la densidad promedio de la columna puede expresarse con la ecuación:

$$P_2 = \frac{\rho_c (H_2 - 0) + \rho_M (H - H_2)}{H}$$

En donde:

ρ_c = densidad promedio del agua en el captador

ρ_M = densidad promedio en la manguera alta

H_2 = altura que separa al agua del captador del agua en la manguera alta

La viscosidad promedio de todo el sistema puede calcularse mediante un análisis similar al efectuado con las densidades.

$$\eta = \frac{\int_0^H \eta(x) dx}{2H} = \frac{\int_0^{H_1} \eta(x) dx + \int_{H_1}^H \eta(x) dx + \int_0^{H_2} \eta(x) dx + \int_{H_2}^H \eta(x) dx}{2H}$$

Al calcular el promedio, el intervalo es el doble que el usado en el caso de la densidad pues se está calculando la viscosidad promedio de todo el sistema. Al usar nuevamente el teorema del valor medio en la ecuación anterior puede reescribirse como:

$$\eta = \frac{\eta_m (H_1 - 0) + \eta_T (H - H_1) + \eta_C (H_2 - 0) + \eta_M (H - H_2)}{2H} \quad (19)$$

Las ecuaciones (17), (18) y (19) fueron introducidas en la ecuación (16) para calcular el flujo volumétrico. Las ecuaciones de transferencia de energía hace referencia al flujo másico en lugar del volumétrico, sin embargo debido a que la densidad del agua aun con las variaciones de temperatura es muy aproximada a 1 gr/ml. Por lo tanto, abusando de las unidades podemos considerar que la ecuación (16) calcula directamente el flujo másico.

$$M = k \frac{g H (P_1 - P_2)}{\eta} \quad (20)$$

Esta expresión completa el conjunto de ecuaciones necesarias para la simulación unidimensional del sistema termosifónico. El sistema representa un circuito cerrado por lo que no hay condiciones de frontera.

Las condiciones iniciales se refieren a la temperatura del sistema a lo largo de la posición, la cual se va a fijar en una temperatura constante igual a la temperatura ambiente promedio que rodea al sistema termosifónico. Si la temperatura en todo el sistema es constante entonces la diferencia de presiones en ambas columnas es cero y por lo tanto en el tiempo igual a cero del sistema de acuerdo a su intervalo de validez son las siguientes:

Para $0 \leq x \leq L_1$

Vidrio:

$$f_1 Q_0(x) = h_{go} [V(x, t) - T_a(x, t)] h_{gi} \left[V(x, t) - \frac{V(x, t) + U(x, t)}{2} \right] \quad (2)$$

Placa metálica:

$$f_2 Q_0(x, t) = h_{so} \left[U(x, t) - \frac{V(x, t) + U(x, t)}{2} \right] + h_{si} [U(x, t) - T(x, t)] \quad (3)$$

Fluido del captador:

$$m c_p \frac{\partial T}{\partial x} + h_{si} P_{si} (T(x, t) - U(x, t)) + \rho A_c c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

Para $L_1 \leq x \leq L_2$

Fluido de la manguera alta:

$$m c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} + h_M P_{MI} [T(x, t) - T_a(x, t)] + \rho A_M c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

Para $L_2 \leq x \leq L_3$

Fluido en el tanque

$$m c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + h_T P_{TI} [T(x,t) - T_a(x,t)] + \rho A_T c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = 0 \quad (7)$$

Para $L_3 \leq x \leq L_4$

Fluido en la manguera baja:

$$m c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + h_m P_{mi} [T(x,t) - T_a(x,t)] + \rho A_m c_p \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = 0 \quad (6)$$

Ecuación de flujo termosifónico:

$$M = k \frac{g H (P_1 - P_2)}{\eta} \quad (20)$$

CAPITULO IV EXPERIMENTACION

A partir de estas formulaciones se desarrolló un colector solar de placa plana con cálculos para el verano cuya $A_c = 0.61 \text{ m}^2$ y para invierno $A_c = 3.11 \text{ m}^2$, se fabricó con $A_c = 1.41 \text{ m}^2$ el cual nos permitió simularlo con software.

4.1 Diseño y simulación virtual

La simulación y diseño del prototipo se realizara en el software TRNSYS, en el cual pondremos los datos matemáticos, del diseño y el software se pone en operación y no arrojará los datos esperados del colector, este software no solo nos dará los datos en ese momento, también los datos esperados durante todo el año de puesta en servicio del colector. Como se muestran en el siguiente diagrama de bloques y gráficas.

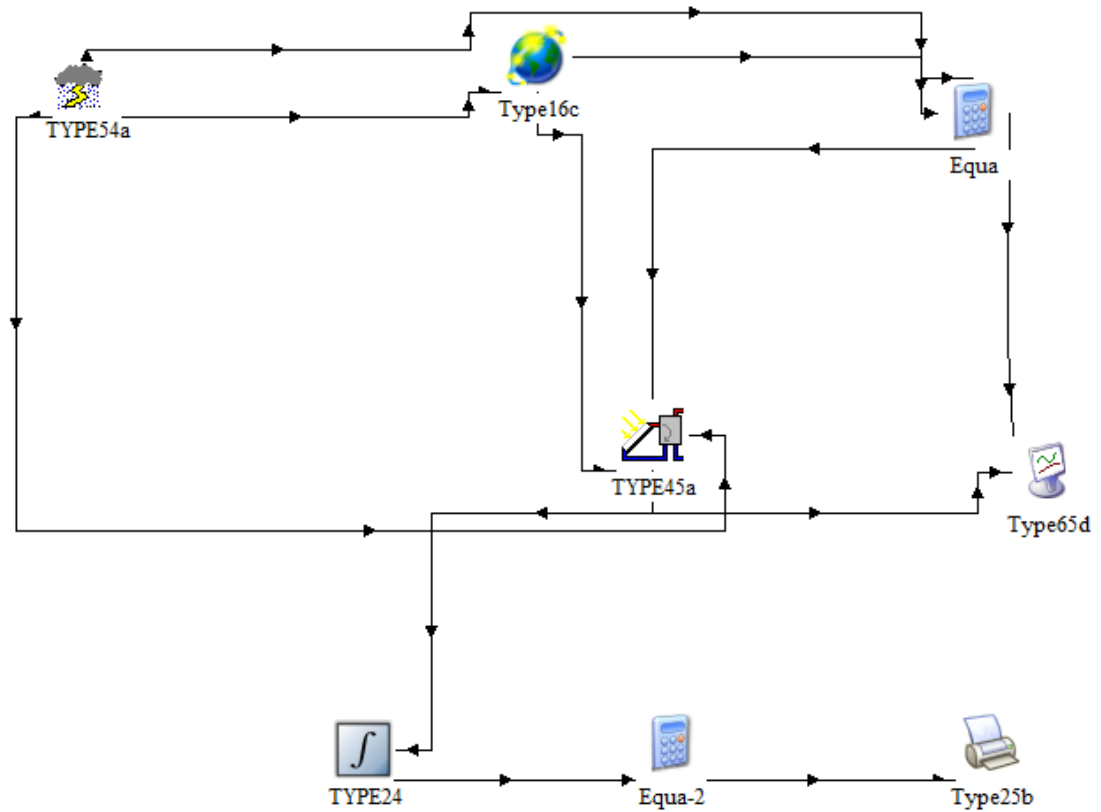


Fig.11 Diagrama de bloques del colector

En el diagrama de bloque (fig.11), se pueden apreciar los dispositivos que se instalarán en el software para llevar a cabo la simulación del colector.

En las gráficas se pueden apreciar las temperaturas en las que se encuentra el agua en el colector, temperatura ambiente y en el almacén del colector. (fig. 12) y en la gráfica se pueden mostrar los niveles de radiación durante el año (fig. 13).

“Energía Solar Térmica”

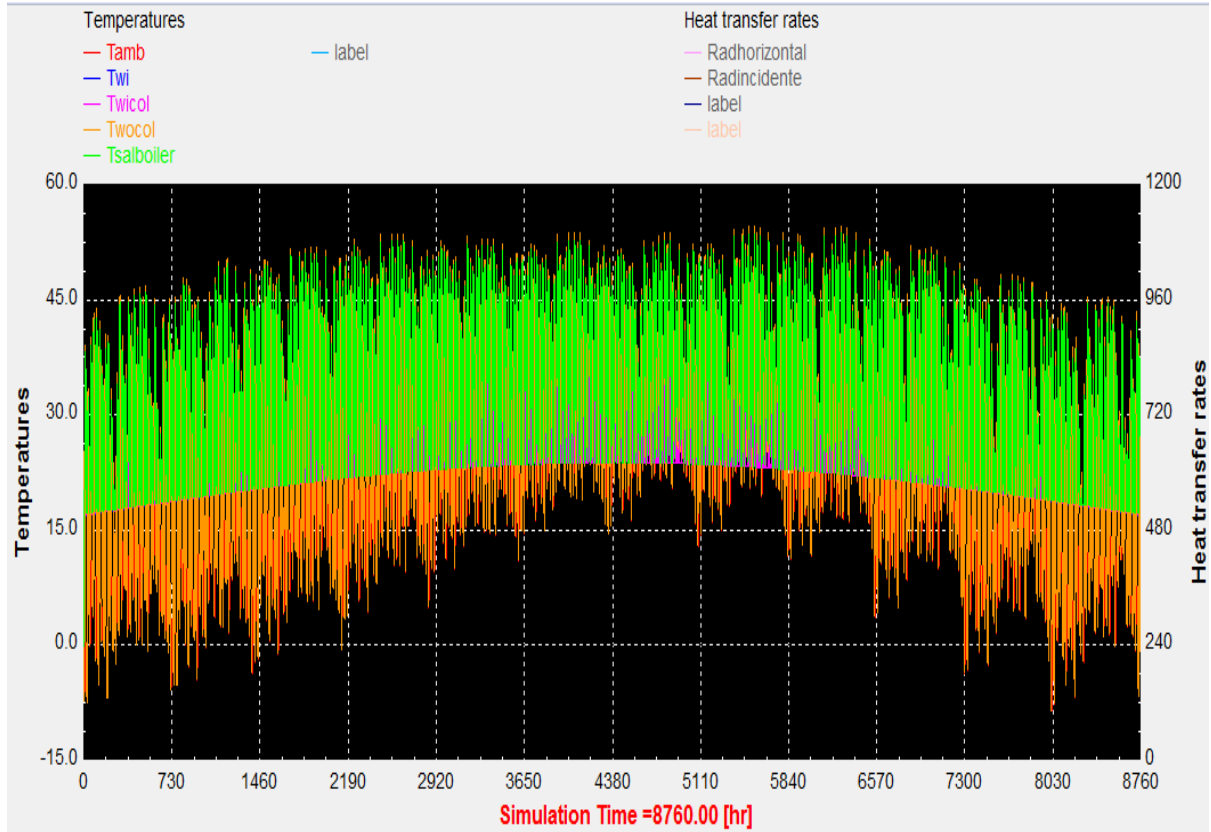


Figura 12 Grafica de temperaturas

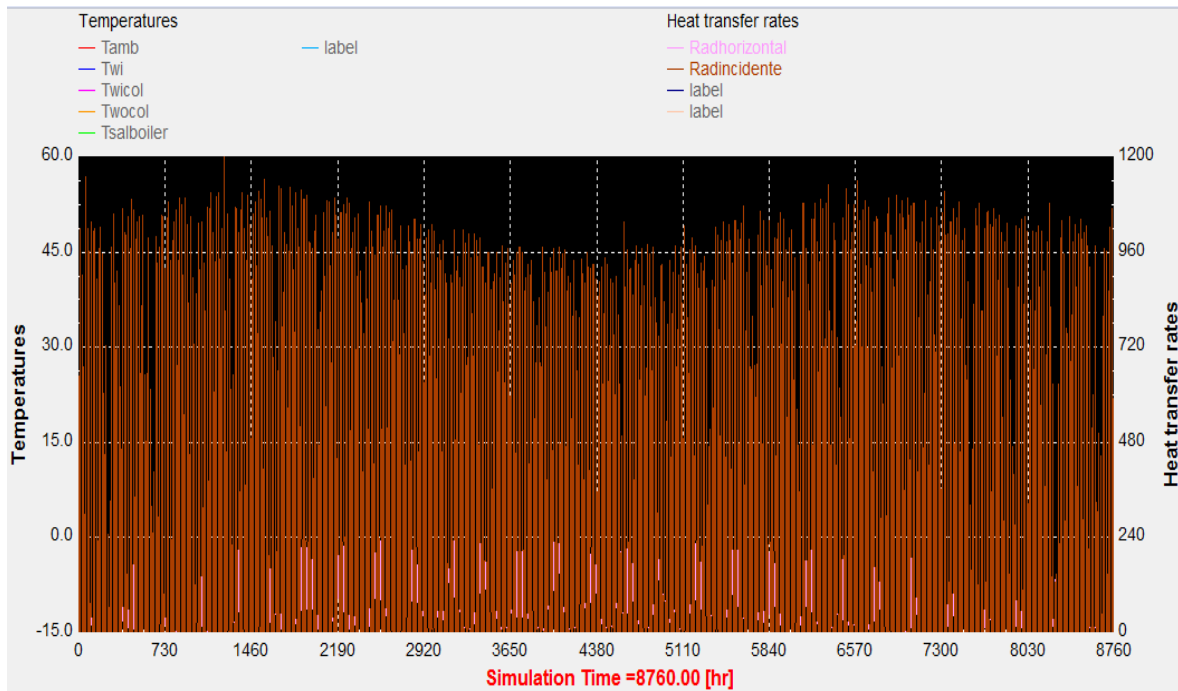


Figura 13 Grafica de radiación

“Energía Solar Térmica”

Así mismo se intentó simular con Kolektor 2.2, cuyo software se vio limitado debido a que utiliza versión demo, en las siguientes figuras se muestra las portadas del software mencionado.

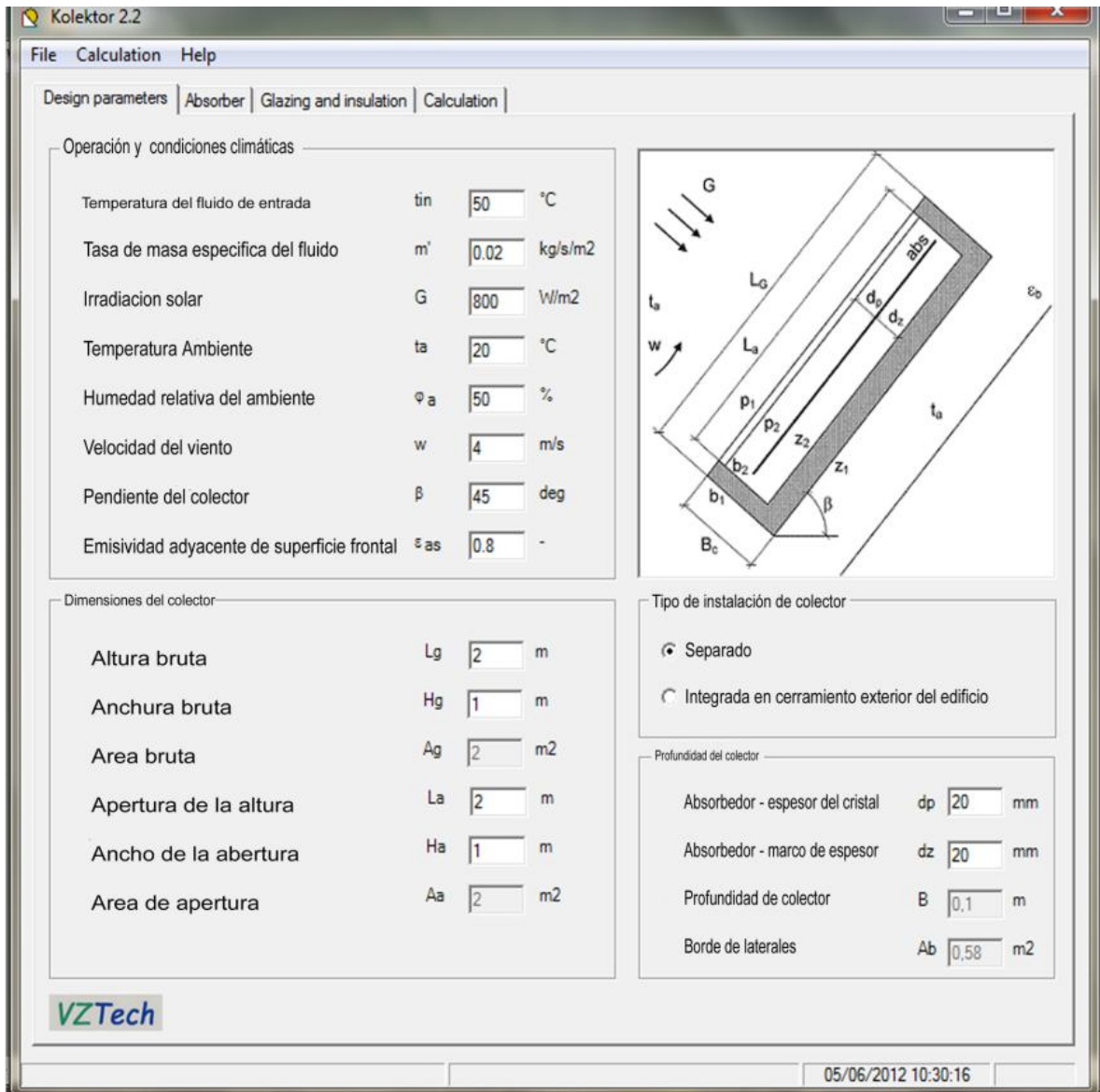


Figura 14 Designación de parámetros

“Energía Solar Térmica”

Kolektor 2.2

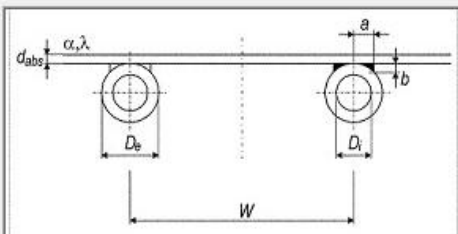
File Calculation Help

Design parameters Absorber Glazing and insulation Calculation

Parametros del absorbedor

Material	Copper	Absorbancia solar	α_{abs}	0.95	-		
Conductividad termica	λ_{abs}	390	W/mK	Emisividad de la superficie frontal	$\varepsilon_{abs,p}$	0.05	-
Espesor	d_{abs}	0.2	mm	Emisividad de la superficie trasera	$\varepsilon_{abs,z}$	0.5	-

Parametros de registro de la tuberia

Logitud de tubos de salida	L	2	m	Velocidad de flujo en masa del colector	M'	0.04	kg/s
Numero de tubos de salida	ntp	10	pcs	Velocidad de flujo en masa del tubo	$M1'$	0.004	kg/s
Distancia entre tubos de salida	W	100	mm	Calentamiento del fluido de transferencia			
Diametro de tubo externo	De	10	mm	Tipo de fluido	Water	Water	
Diametro de tubo interno	Di	8	mm	Proporcion de mezcla	0	100	%
Tipo de conexion	Upper	Temperatura de congelamiento					
Ancho promedio de la conexion	a	3	mm	t_f	-		°C
Espesor promedio de la conexion	b	3	mm	Diagrama de la tuberia			
Conductividad termica de la conexion	λ_{sp}	300	W/mK				
Conductancia termica de la conexion	C sp	300	W/mK				

VZTech

09/09/2012 06:17:39 p.m.

Figura 15 Datos del absorbedor

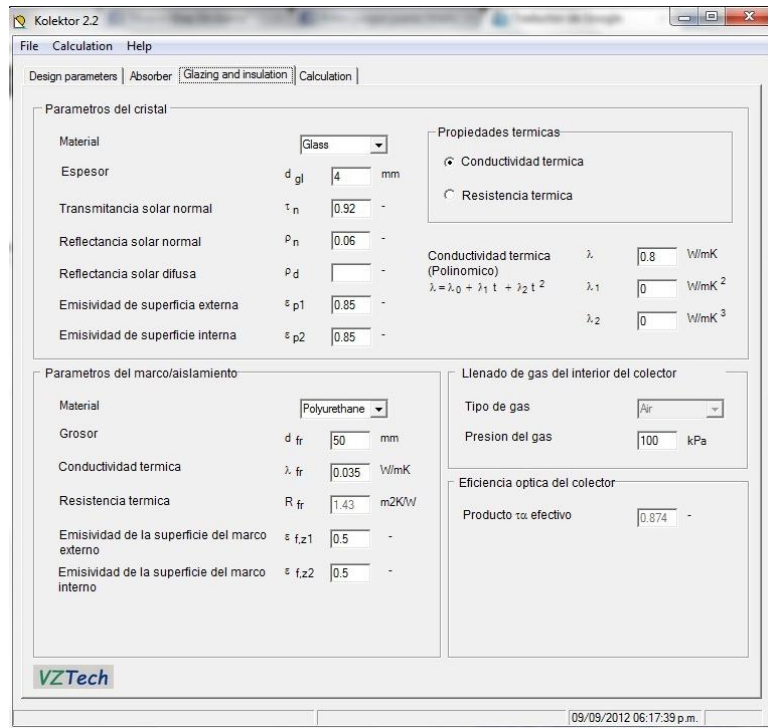


Figura 16 Vidrio y aislante

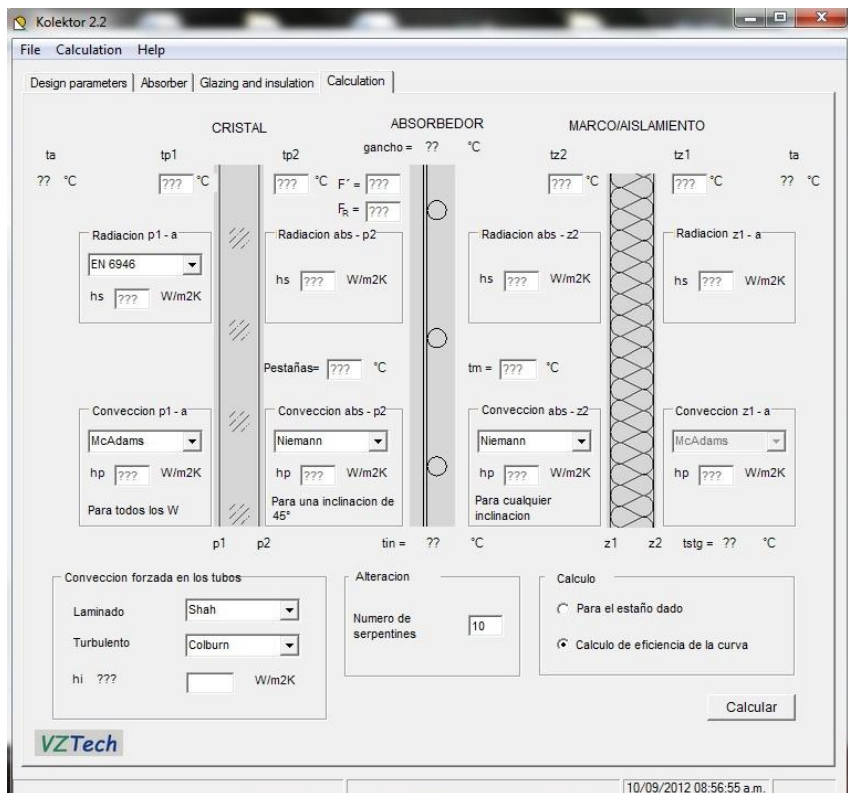


Figura 17 cálculos del Kolektor

CAPITULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En la Figura 18 se muestra la factura de los costos empleados para la puesta en construcción del colector construido, podremos observar con exactitud los gastos que genera un área de captación de 1.41 m²

1 PZA	BOTE DE POLIURETANO EN SPRAY	\$ 61.00	\$ 61.00
1 LT	PINTURA NEGRA MATE LITRO	\$ 100.00	\$ 100.00
1 PZA	PLACAS DE VIDRIO TEMPLADO DE 0.96 M X 1.75 M 5mm DE ESPESOR	\$ 1,598.00	\$ 1,598.00
1 KG	VARILLA DE SOLDADURA DE PLATA AL 0%	\$ 420.00	\$ 420.00
1 PZA	BOTE DE PASTA PARA SOLDAR CON SOLDADURA DE PLATA	\$ 64.00	\$ 64.00
15 PZA	TORNILLOS PUNTA DE BROCA GALVANIZADO	\$ 0.60	\$ 9.00
3 MTO	LINEALES DE AISLAMIENTO DE FIBRA DE VIDRIO FLEXIBLES (DE LA TIRA)	\$ 118.00	\$ 354.00
2 PZA	LAMINA GALVANIZADA CALIBRE 26 DE 4'X10'	\$ 322.00	\$ 644.00
3 PZA	TUBOS DE COBRE PARA AGUA DE 1/2" X 6 m.	\$ 320.00	\$ 960.00
1 PZA	TUBOS DE COBRE PARA AGUA DE 3/4" X 6m.	\$ 510.00	\$ 510.00
2 PZA	ANGULO DE ACERO 3/4" X 1/8"	\$ 100.00	\$ 200.00
1 PZA	LANA DE ACERO	\$ 112.50	\$ 112.50
12 PZA	ABRAZADERAS PARA TUBO DE 1/2" TIPO OMEGA GALVANIZADA	\$ 0.97	\$ 11.64
2 PZA	TUBOS DE SILICON NEGRO DE ALTA TEMPERATURA (PARA PISTOLA DE SILICON)	\$ 110.00	\$ 220.00
1 PZA	TAPE DE ALUMINIO DE 2"	\$ 109.50	\$ 109.50
2 PZA	TUBULAR CUADRADO DE 1" X 1" X 1/8"	\$ 245.00	\$ 490.00
3 PZA	SOLERA DE 2" X 1/8"	\$ 30.00	\$ 90.00
1 PZA	PLACA DE POLIURETANO DE 2" DE GROSOR DE 4'X10'	\$ 785.00	\$ 785.00
1 PZA	PLACA POLIURETANO DE 1" DE GROSOR DE 4'X10'	\$ 88.60	\$ 88.60
17 PZA	TEE DE COBRE DE 3/4" X 1/2"	\$ 17.00	\$ 289.00
2 PZA	CODOS DE COBRE DE 3/4" X 1/2"	\$ 23.00	\$ 46.00
1 PZA	BROCHA PARA PINTURA DE 2"	\$ 11.60	\$ 11.60
2 PZA	TEE DE COBRE DE 3/4"	\$ 17.50	\$ 35.00
2 PZA	CODO DE COBRE DE 1/2"	\$ 4.10	\$ 8.20
1 PZA	CODO DE COBRE DE 3/4"	\$ 9.10	\$ 9.10
1 PZA	CONECTOR HEMBRA DE 3/4"	\$ 18.70	\$ 18.70
		\$	\$ 7,244.84

Figura 18. Costos de los materiales empleados

5.1 Conclusión

La mala eficiencia y los altos costos que genera la construcción de colectores solares de placa plana, no lo hace factible, ya que si se usa otra tecnología como tubos evacuados, los resultados serán más favorables tanto económica como térmicamente, ya que un colector de tubos evacuados para las mismas condiciones de agua de consumo sanitario que este colector construido, tiene un valor en el mercado de la Cd de Chihuahua de \$6500, quizá si fabricaran varios en producción serie los haría factibles.

En la simulación con el software solo se utilizan 1.41 m^2 y no los 3.11 m^2 que nos arrojan los cálculos matemáticos correspondientes debido a que el costo del colector se dispara al doble puesto que solo se armó menos de la mitad de colector, por ello, este colector mermara a partir del día juliano 300 en adelante aproximadamente.

5.2 Recomendaciones.

Como se emplearon materiales de alcance económico y se vio un costo total muy elevado, lo recomendable es pensar en otro tipo de colector solar para agua de consumo sanitario, para los casos de la universidad tecnológica, así como para la construcción del colector solar para la casa habitación de un servidor, lo más adecuado es un colector de tubos evacuados, ya que el mantenimiento es menos complicado que en los colectores en placa plana.

Se sugiere que el sistema sea cambiado por tecnología de tubos evacuados, ya que el costo de este para el mismo servicio es de \$6500 pesos, mientras que el colector de placa plana completo (\$7244.84 pesos) con materiales no de la

mejor calidad existente, por ejemplo en la placa absorbadora en lugar de lámina galvanizada calibre 26 con recubrimiento de pintura negro mate cuyo material se empleó en nuestro colector por cuestiones económicas, debería llevar placa de cromo negro sobre cromo o sulfuro de níquel sobre Níquel cuyos valores de emitancia y admitancia son los materiales más adecuados para estos sistemas.

Los materiales más adecuados para los colectores de placa plana son de un costo elevado, lo invertido en nuestro colector para un área de captación de 1.41 m² fue sin tomar en cuenta válvulas ni almacén, entonces proporcionalmente al área de captación de 3.11 m² requeridos para obtener los 50°C de salida en el agua con eficiencia promedio de 0.4, debe tener un costo aproximado de \$15979.75 pesos, con este capital se puede comprar lo equivalente a 7.38 servicios en tubos evacuados, es decir, con esta cantidad podríamos comprar 2.45 colectores de tubos evacuados.

Lo anterior, sin tomar en cuenta lo pesado que tiene el agua de acuerdo a diferentes ciudades, que provocaría que los tubos de la parrilla en placa plana, se llenen de sarro e impurezas más rápido que en colectores de tubos evacuados

ANEXOS

Anexo 1. Nomenclaturas empleadas

A_{cs} = Área del colector

A_{cx} = Área externa de las conexiones

A_e = Área efectiva del colector

c_2 = Constante para determinar el factor de eficiencia geométrico

C_p = Capacidad calorífica del agua

D_i = Diámetro interior de los tubos de la rejilla colectora

D_h = Diámetro hidráulico de los tubos de la rejilla colectora

dU/dt = Incremento de energía interna

F = Eficiencia geométrica

h = Altura del colector

h_1 = Distancia vertical de la base del colector a la entrada de agua caliente del depósito

h_2 = Distancia vertical de la base del colector a la salida de agua caliente del colector

h_3 = Distancia vertical de la salida de agua fría del depósito a la entrada de agua caliente del depósito de almacenamiento

h_4 = Distancia vertical de la salida de agua caliente del colector a la salida de agua fría del depósito de almacenamiento

hc_{∞} = Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire ambiente

hC_1 = Coeficiente de transferencia de calor entre las 2 cubiertas

hf = Coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfase tubo – fluido

h_{fir} = Coeficiente de transferencia por radiación entre la primera y la segunda cubierta

h_{fo} = Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fondo del colector y el ambiente

hR_1 = Coeficiente de transferencia por radiación entre la cubierta superior y la cubierta interior

hR_2 = Coeficiente de transferencia por radiación entre la placa de absorción y la cubierta interior

h_v = Coeficiente de transferencia de calor por convección entre aire y el colector

hC_2 = Coeficiente de transferencia de calor entre la placa y la segunda cubierta

H_T = Radiación solar total incidente por unidad de área

k = Conductividad de los tubos

ka = Conductividad térmica del aislante

l = Espesor del aislante en el fondo

l' = Espesor del aislante por los lados

Lt = Longitud de los tubos del calentador solar

m = Flujo de masa de agua en el colector

m_t = Flujo de masa por cada tubo

M = Distancia horizontal entre la salida de agua fría del depósito de almacenamiento y la salida de agua caliente del colector

n = Número de tubos de la placa de absorción

N = Número de cubiertas

P = Perímetro del marco del colector

q_{cal} = Calor entregado al agua en el colector solar

q_{cs} = Calor disipado al ambiente por el colector

q_{cx} = Calor disipado al ambiente por las conexiones

q_{da} = Calor disipado al ambiente por el depósito de almacenamiento

$q_{pérd}$ = Pérdidas de calor en el colector

$q_{útil}$ = Calor útil entregado al agua en el calentador solar

R_1 = Resistencia a la conducción a través del aislante

R_2 = Resistencia a la convección hacia el ambiente

Re = Número de Reynolds

S = Radiación solar incidente sobre la placa de absorción

T_a = Temperatura ambiente

T_b = Temperatura de la placa en la vecindad del tubo

TC_1 = Temperatura de la cubierta exterior

TC_2 = Temperatura de la cubierta interior

T_f = Temperatura de fluido en cualquier posición

T_{fcx} = Temperatura promedio del agua dentro de las conexiones

T_{fe} = Temperatura del fluido a la entrada del colector

T_{fs} = Temperatura del fluido a la salida del colector

TP = Temperatura promedio de la placa de absorción

U_{cx} = Coeficiente global de pérdidas de calor en las conexiones

U_{da} = Coeficiente global de pérdidas de calor en el depósito de almacenamiento

U_{fo} = Coeficiente de pérdidas de calor inferior

UL = Coeficiente de pérdidas de calor global

UI = Coeficiente de pérdidas de calor lateral

U_{sup} = Coeficiente de pérdidas de calor superior

vf = Velocidad del fluido en el calentador solar

vv = Velocidad del viento

α_1 = Ángulo de elevación relativa del depósito de almacenamiento, respecto de la salida de agua caliente del colector y la entrada de agua caliente del depósito

α_2 = Ángulo de elevación relativa del depósito de almacenamiento, respecto de la entrada de agua fría del colector y la entrada de agua caliente del depósito

β = Ángulo de inclinación del colector

δ = Espesor de la placa de absorción

ΔP = Diferencia de presión por termosifón

ΔPCN = Diferencia de presión de circulación natural

ϵ_{C1} = Emitancia de la cubierta exterior en el infrarrojo

ϵ_{C2} = Emitancia de la cubierta interior en el infrarrojo

ϵ_p = Emitancia de la placa de absorción en el infrarrojo

γ_f = Peso específico del fluido

η_c = Eficiencia del calentador solar

σ = Constante de Stefan Boltzman

ρ = Promedio de densidades del fluido

ρ_e = Densidad del fluido a la entrada del colector

ρ_s = Densidad del fluido a la salida del colector

$\tau\alpha$ = Producto transmitancia – absorbanca

Anexo 2 Nomenclaturas para efecto termosifón

f_i = factor de proporción adimensional ($0 \leq f_i \leq 1$, $i = 1, 2, \dots$)

h = coeficiente de transferencia convectivo en el fluido y placas del captador,
ó coeficiente de pérdidas globales en tanque y mangueras, [$\frac{W}{m^2 K}$]

V = temperaturas de la cubierta de vidrio, [K]

U = temperaturas de la cubierta metálica superior, [K]

T = temperaturas del fluido, [K]

T_a = temperatura ambiente, [K]

P = perímetro, [m]

A = área de la sección transversal del fluido, [m^2]

ΔA = elemento de área para la transferencia de energía, [m^2]

u_0 = velocidad del fluido, [m/s]

x = coordenada longitudinal, [m]

ρ = densidad del fluido, [$\frac{kg}{m^3}$]

Q_0 = densidad del flujo radioactivo, [W/m^2]

c_p = calor específico del agua, [$\frac{J}{kg K}$]

m = flujo másico del fluido, [kg/s]

Subíndices:

i – interior, o – exterior, g – vidrio, s – vidrio o metal, M – manguera alta,

m – manguera baja, T – tanque, C - captador

Anexo 3. Fotografías de la construcción del colector solar de placa plana en la Universidad Tecnológica de Ciudad Juárez



En esta imagen se muestra la construcción del gabinete con lámina galvanizada calibre 26



Un Ingeniero de la UTCJ les muestra a un grupo de alumnos, como se debe soldar con plata



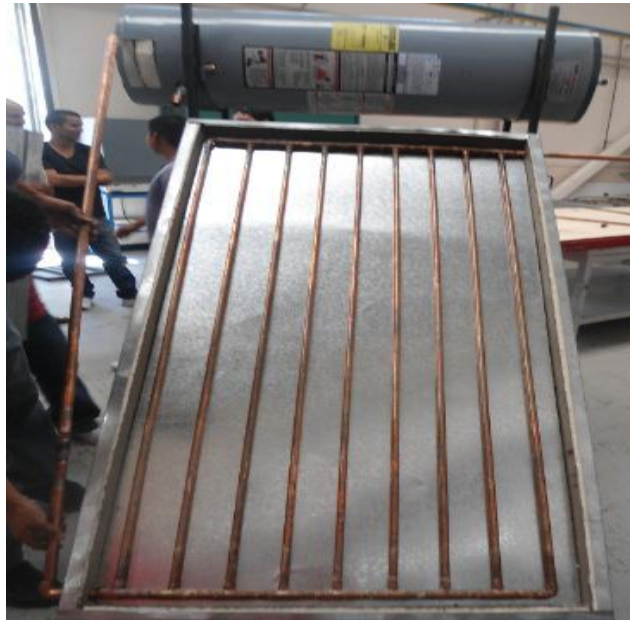
Construcción de la cubierta de lámina galvanizada



Corte y preparación del aislante térmico



Imagen del recipiente que se usara como almacén de agua caliente



Parrilla dentro del gabinete



Tapado de fugas de agua



Pintando el colector ya terminado



Producto terminado para ser sometido a pruebas



Colector terminado durante las pruebas finales

Fotos de la instalación de la estación meteorológica en la Universidad Tecnológica de Ciudad Juárez



Pirheliómetro, Medidor de Radiación solar, temperatura ambiente y humedad



Pirheliómetro de la estación meteorológica



Estación meteorológica antes de su instalación en la Universidad Tecnológica de Ciudad Juárez



Instalación de la estación meteorológica



Consola de adquisición de datos vía internet



Estación meteorológica ya en funcionamiento



Colector solar de placa plana mejorado con un área de captación de 1.51 m²

BIBLIOGRAFÍA

SOLAR WATER HEATING.

A comprehensive guide to solar water and space heating system

Revised & expanded edition

BOB RAMLOW and BENJAMIN NUSZ

New society publishers.

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA

Un enfoque práctico

Tercera edición

Mcgraw Hill

YUNUS A. CENGEL

CABIROL, Thierry. “El Colector Plano de Efecto de Invernadero y el Calentador

Solar de Agua”. España: Editorial

Continental, 1978.

MARGEVICIUS, José. “La Energía Solar y su Aplicación en Calentadores

Solares”. República Dominicana: Universidad

Católica, 1981.

OROZCO HINCAPIE, Carlos A. Dimensionamiento Óptimo de Instalaciones Solares de Calentamiento, revista Scientia et Technica No 2, Universidad Tecnológica de Pereira.

OROZCO HINCAPIE, Carlos A. “Elementos de Ingeniería Solar”. Pereira, Colombia: Publicaciones U.T.P. 1993. .

OROZCO HINCAPIE, Carlos A. “Aplicaciones de la Ingeniería Solar”, seminario. Pereira, Colombia: Publicaciones U.T.P. 1990.

JUAN CARLOS BURBANO J. Ingeniero Mecánico, MSc.
Profesor Asistente Universidad Tecnológica de Pereira
jburbano@utp.edu.co

ÁLVARO HERNÁN RESTREPO Ingeniero Mecánico, MSc.
Profesor Asistente Universidad Tecnológica de Pereira
arestrep@utp.edu.co

OSCARJULIAN SABOGAL F. Ingeniero Mecánico
Universidad Tecnológica de Pereira
asabogal@telecom.com.co

ATECYR. *Aplicaciones de la energía solar a baja temperatura*. Editorial Index, 1984

BAITSELL George. *Uso directo de la energía solar*”. H. Blume ediciones, 1982

BECKMAN William A. *Proyecto de sistemas térmico-solares*. Editorial Índex,
1984

DUFFIE John A. *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons,
1976

HUNT Daniel V. *Diccionario de energía*. Publicaciones Marcombo, 1976

MANRIQUE J.A. *Energía solar, fundamentos y aplicaciones fototérmicas*.
Industria editorial fototérmicas, reg. 723, 1984

McCARTNEY Kevin. *Agua saliente solar* H. Blume ediciones, 1980

PITTS Donald. *Teoría y problemas de transferencia de calor*. Colección Schaum,
1977

RAU Hans. *Energía solar*. Marcombo ediciones, 1977

VALERA, Aníbal. *Energía solar*. Lima, 1993