



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

INSTITUTO DE INGENIERÍA

Centro de Estudio de las Energías Renovables

MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA

DESARROLLO DE UN COLECTOR SOLAR TIPO CPC PARA APLICACIONES DE CALENTAMIENTO DE AGUA


T E S I S

**PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA**

**P R E S E N T A:
I. Q. DANIEL AGUAYO SIQUEIROS**

**DIRECTOR DE TESIS:
DR. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN**

**CODIRECTOR DE TESIS:
DRA. SARA OJEDA BENÍTEZ**



Este trabajo se realizó en el Centro de Estudio de las Energías Renovables en el Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California; bajo la dirección del Dr. Nicolás Velázquez Limón y la codirección de la Dra. Sara Ojeda Benítez.

***Dedico este trabajo de tesis
con mucho cariño a:***

***José Aguayo Rodríguez
Marina Guadalupe Siqueiros Quintero***

*Mis padres que me dieron la vida, me enseñaron
los valores y a vivir con respeto.*

José Juan Aguayo Siqueiros

*Mi hermano quien siempre me ha apoyado,
sobre todo en continuar superándome.*

Martha Sarai Gonzales Quiñones

*Mi novia por su gran amor, cariño y paciencia durante
mis estudios de posgrado y en la vida diaria.*

Mi Familia

*A todos por su confianza y apoyo
desde el inicio de mis estudios.*

Amigos y Compañeros

*Por su apoyo en las diferentes etapas
de mi carrera y en posgrado.*

Agradecimientos

Dr. Nicolás Velázquez Limón

Investigador del Instituto de Ingeniera de la Universidad Autónoma de Baja California;
Por ser mi director de tesis, compartir sus amplios conocimientos, ofrecerme su amistad, por su incansable esfuerzo y dedicación para el logro del proyecto. Por la revisión de la tesis para hacerla un mejor producto.

Dra. Sara Ojeda Benítez

Investigador del Instituto de Ingeniera de la Universidad Autónoma de Baja California;
Por ser mi director de tesis, ofrecerme su amistad, el apoyo al compartir sus conocimientos y experiencias para la creación de este proyecto. Por la revisión de la tesis y por la beca otorgada para estudios de Maestría.

Dr. Aníbal Luna León

Investigador de la facultad de arquitectura de la Universidad Autónoma de Baja California;
Por su asesoría, disponibilidad, su apoyo por los conocimientos transmitidos y por la revisión de este trabajo.

Dr. Margarito Quintero Núñez

Investigador del Instituto de Ingeniera de la Universidad Autónoma de Baja California;
Por su apoyo, antes y durante los estudios de posgrado, así como la revisión objetiva de este trabajo.

Dr. Jesús Cerezo Román

Investigador del Instituto de Ingeniera de la Universidad Autónoma de Baja California;
Por su disponibilidad, apoyo y pertinencia en las asesorías a este trabajo.

A Investigadores y Catedráticos

Por su tiempo y disponibilidad que me brindaron en mi formación educativa.

A mis Amigos y Compañeros de Trabajo del LES

Jesús García, Daniel Saucedo, Ricardo Beltrán, Fernando Lara, Adolfo Rúelas, Fernando Kowasky, Alexis Ayala, Francisco Aguilar, Efrén Rúelas, Armando Pérez;
Por su apoyo y motivación durante el desarrollo de los estudios de Maestría.

A todas las personas

Que de alguna manera intervinieron en la realización de este trabajo.

Universidad Autónoma de Baja California

A través del Laboratorio de Energía Solar en el Instituto de Ingeniería;
Por ser la casa de estudios durante el desarrollo de este proyecto.

Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología

Por la beca otorgada para los estudios de Maestría.

Filename: 1. Portada.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title: C O N T E N Í D O
Subject:
Author: Usuario Autorizado de HP
Keywords:
Comments:
Creation Date: 5/20/2009 12:20:00 PM
Change Number: 27
Last Saved On: 1/14/2010 3:12:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 57 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:13:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 4
Number of Words: 587
Number of Characters: 2,817

Resumen

La satisfacción de la creciente demanda de energía eléctrica y térmica, actualmente es un problema crítico en el aspecto ambiental, económico y social; pero para disminuir estos problemas es necesario que se dejen de construir plantas o procesos que funcionen en base a los combustibles fósiles, ya que son agresivos con el medio ambiente y además están limitados a una vida finita, lo cual, invalida esta tecnología como una opción sustentable. Es por esto que el presente proyecto tiene como finalidad, aportar una solución alternativa a la producción de energía térmica mediante un proceso no contaminante, eficiente y económicamente accesible; emigrando así, a un sistema energético limpio en el calentamiento de agua con tecnologías propias para activar la economía del país.

En los últimos años se han logrado avances muy importantes en la tecnología de sistemas de calentamiento solar de agua. Las principales líneas de investigación para mejorar esta tecnología son; el desarrollo de nuevos materiales ópticos, nuevas geometrías de los concentradores para no requerir seguimiento solar y con buen tiempo de captación solar, nuevas geometrías en el tubo absorbedor para reducir las pérdidas e incrementar la cantidad y calidad de la energía ganada, diferentes fluidos de trabajo, entre otros. Estos esfuerzos van encaminados a lograr un equipo más eficiente y compacto, lo que involucra un menor costo del mismo.

En este trabajo se realizó la propuesta, el diseño y la evaluación teórica y experimental de un colector solar para calentamiento de agua tipo Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) con absorbedor en V invertida. Dicho equipo integra las mejores características geometrías, ópticas, térmicas y fluido dinámicas, para obtener un equipo más eficiente mediante el uso de programas de simulación numérica.

En el estudio teórico se realizó un modelado matemático, se propuso una metodología de solución que contempló una secuencia de cálculo incluyendo varios procesos iterativos anidados. Esto permitió el desarrollo de la simulación del sistema para obtener resultados teóricos, que posteriormente fueron validados con los resultados obtenidos experimentalmente con la medición del comportamiento operativo real del sistema. Con la simulación se tenía como objetivo establecer un modelo matemático confiable que nos permita escalar y dimensionar futuros sistemas CPC.

Al realizar el estudio paramétrico se encontró la mejor opción para el truncamiento, la geometría del reflector y del absorbedor, mediante lo cual se logró obtener una unidad más compacta y eficiente, por ende con una inversión inicial más baja.

Con la nueva propuesta del colector se obtuvo una eficiencia teórica del colector de 82%, lo que representa hasta un 48% más de ganancia de energía comparándolo con un CPC comercial de patente Portuguesa AoSoL. Esta eficiencia se obtuvo de acuerdo al clima de Mexicali, Baja California, en los primeros días de diciembre con un flujo promedio de 2.4 litros por minuto. Además que el sistema propuesto es técnicamente factible de utilizarse para el calentamiento de agua, ya que un solo colector provee las condiciones necesarias para agua de servicio en una residencia promedio o aplicación de baja temperatura; con calidad promedio de 50 °C. Con lo que se pueden producir ahorros energéticos significativos ya que el retorno de la inversión es de 5.2 años, con una vida útil del sistema de 25 años, reduciendo la cantidad de emisiones CO₂, favoreciendo al medio ambiente.

ABSTRACT

The satisfaction of the demand of electric and thermal power, actually is a critical problem in the environmental, economic and social aspect, due to their constant increase, but to reduce these problems is no longer necessary build plants or processes that operated based on fossil fuels, because they are aggressive with the environment and in addition they are limited to a finite life, which invalidates this technology. That is why this project takes as a purpose contribute to an alternative solution to the production of thermal energy through a non polluting, efficient and economically accessible process, emigrating this way to a clean energy system to heat water with proprietary technologies to activate the economy of the country.

In the last years very important advances have been achieved in the technology of solar heating systems water. The main lines of research to improve this technology are: the development of new optical materials, new geometries of the concentrators that do not require solar follow-up and with good time for solar reception, new geometries in the absorbing pipe to reduce losses and to increase the quantity and quality of the energy gained, different work fluids, among others; these efforts are directed to achieve a more efficient and compact equipment, which involves a minor cost of the same one.

The objective of this thesis was to propose, design, and theoretical and experimental evaluation of a solar collector for water heating type Compound Parabolic Concentrator (CPC) with absorber in V inverted. This team integrates the best geometries, optical, thermal and fluid dynamic characteristics, to obtain more efficient equipment through the use of computer program of numerical simulation.

The theoretical study was conducted on mathematical models, proposed a solution methodology that contemplates a sequence of calculation and an iterative procedure. This allowed the development of system simulation to theoretical results, which were subsequently validated with the experimental results with the measurement of the real operational performance of the system. With the simulation was intended to establish a mathematical reliable model which allows us to scale up and to measure future CPC systems.

In conducting the parametric study was found the best option for the truncation, the geometry of the CPC and the absorber, which was achieved to obtain a more compact and efficient unit, therefore with a lower initial investment.

With the new proposal of the collector a thermal theoretical efficiency of 82% was obtained and with a 48% additional energy gain compared to a commercial CPC of Portuguese patent. This efficiency was obtained according to the climatic conditions of Mexicali, Baja California, in early days of December with an average flow of 2.4 liters per minute. In addition to the proposed scheme is technically feasible to be used for water heating, since a single collector provides the necessary conditions for water service in an average residence or application of low temperature; with an average quality of 50 °C. By using the CPC produced significant energy savings and the payback is 5.2 years with a system life of 25 years, reducing the amount of CO₂ emissions, favoring the environment.

Filename: 2. Resumen.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: Daniel Aguayo Siqueiros
Keywords:
Comments:
Creation Date: 6/9/2009 8:44:00 PM
Change Number: 41
Last Saved On: 1/13/2010 11:12:00 AM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 379 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:14:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 3
Number of Words: 1,056
Number of Characters: 5,739

Contenido

Resumen	v
Índice	viii
Lista de figuras	xi
Lista de tablas	xvi
Nomenclatura	xvii
Capítulo 1. Generalidades del proyecto	1
1.1 Introducción	1
1.2 Problemática y justificación.....	3
1.3 Antecedentes	6
1.3.1 Calentadores de agua	7
1.4 Objetivos.....	11
1.4.1 Objetivo general	11
1.4.2 Objetivos específicos	11
1.5 Metodología	12
Capítulo 2. Energía solar, geometría solar y clima.....	14
2.1 Energía solar	14
2.1.1 Naturaleza de la energía solar	14
2.1.2 Radiación solar.....	15
2.2 Geometría solar	16
2.2.1 Definiciones generales	16
2.2.2 Movimientos de la tierra	18
2.2.3 Sistemas de coordenadas	20
2.2.4 Definiciones para el observador terrestre.....	21
2.3 Estudio del clima y recurso solar	28
2.3.1 Visión general.....	29
2.3.2 Clima de Mexicali	30

2.4	Colectores solares térmicos.....	35
2.5	Configuraciones básicas de sistemas solares	38
2.6	Dimensionamiento de sistemas solares.....	43
Capítulo 3. Concentrador parabólico compuesto		47
3.1	Descripción de un concentrador tipo CPC	47
3.1.1	Cubierta transparente.....	48
3.1.2	Reflector	50
3.1.3	Tubo absorbedor	52
3.1.4	Aislamiento térmico	52
3.1.5	Caja metálica.....	53
3.2	Funcionamiento de un CPC.....	54
3.2.1	Principio del rayo extremo	55
3.3	Modelo matemático.....	56
3.3.1	Geometría de CPC	57
3.3.2	Absorbedor con V invertida	60
3.3.3	Óptica del CPC.....	63
3.3.4	Comportamiento térmico y fluidodinámico	65
3.4	Algoritmo de solución.....	73
Capítulo 4. Estudio teórico y validación experimental.....		75
4.1	Descripción del sistema	75
4.2	Corridas exploratorias y estudio teórico	77
4.3	Construcción del sistema experimental	86
4.3.1	Acoplamiento del sistema	89
4.3.2	Sistema completo.....	92
4.4	Instrumentación del equipo experimental	95
4.4.1	Diagrama de tuberías e instrumentación del CSA.....	95
4.4.2	Sensores utilizados en el estudio experimental.....	96
4.4.3	Calibración de instrumentos	97
4.5	Pruebas experimentales	106

4.6 Análisis e interpretación de resultados	110
4.7 Validación del simulador	118
Capítulo 5. Correcciones al modelo y propuesta de diseño.....	126
5.1 Correcciones al modelo matemático.....	126
5.2 Resultados teóricos y validación del nuevo modelo matemático	130
5.3 Estudio paramétrico y diseño del colector solar tipo CPC	136
5.4 Análisis de la propuesta final del colector solar tipo CPC	144
5.5 Análisis económico de la propuesta del colector solar tipo CPC	152
Capítulo 6. Conclusiones y recomendaciones	155
6.1 Conclusiones	155
6.2 Recomendaciones	158
Referencias	160
Apéndice	165

Filename: 3. Tabla de contenido.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: Daniel Aguayo Siqueiros
Keywords:
Comments:
Creation Date: 5/29/2009 4:28:00 PM
Change Number: 31
Last Saved On: 1/13/2010 1:11:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 249 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:14:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 3
Number of Words: 368
Number of Characters: 2,018

LISTA DE FIGURAS

	Pagina
Figura 1.1 Estadística en producción de petróleo	4
Figura 1.2 Estadísticas de exportación e importación de petróleo	4
Figura 1.3 Relación precio/costo de energía eléctrica.....	5
Figura 1.4 Metodología de la investigación	13
Figura 2.1 Factores que afectan la radiación solar.....	16
Figura 2.2 Masa de aire	17
Figura 2.3 Movimiento de la tierra alrededor del sol.....	18
Figura 2.4 Paralelos y meridianos	21
Figura 2.5 Ángulos para el plano inclinado y posicionamiento solar	22
Figura 2.6 Desviación de la ecuación de tiempo	24
Figura 2.7 Declinación solar en un ciclo	24
Figura 2.8 Horas con sol diarias en Mexicali	27
Figura 2.9 Carta estereográfica de Mexicali.....	28
Figura 2.10 Temperaturas promedio anual en México	29
Figura 2.11 Precipitación promedio mensual Mexicali	30
Figura 2.12 Rosa de los vientos Mexicali	31
Figura 2.13 Temperaturas promedio diario	32
Figura 2.14 Humedad relativa promedio diario.....	33
Figura 2.15 Radiación promedio diaria en plano horizontal	34
Figura 2.16 Arreglo de flujo en termosifón	39
Figura 2.17 Sistema de flujo forzado.....	40
Figura 2.18 Sistema de flujo forzado con intercambiador interno.....	41
Figura 2.19 Sistema de flujo forzado con intercambiador externo.....	41
Figura 2.20 Sistema con doble acumulación y tres circuitos independientes.....	42
Figura 2.21 Sistema para agua caliente sanitaria y calentamiento de piscinas ...	42
Figura 2.22 Sistema para precalentamiento de calderas	43
Figura 3.1 Radiación transmitida y absorbida en la cubierta.....	49
Figura 3.2 Tipos de reflexión	51

Lista de figuras, tablas y nomenclatura

Figura 3.3 Componentes de un CPC	54
Figura 3.4 Sección parabólica del CPC.....	55
Figura 3.5 Descripción del CPC en coordenadas X y Y	58
Figura 3.6 Trazado de rayos para ángulos de incidencia menor y mayor que el ángulo de aceptación.....	59
Figura 3.7 Truncamiento del CPC	59
Figura 3.8 Esquema del CPC con absorbedor V invertida	60
Figura 3.9 Localización del ángulo de truncamiento en base al 50%.....	62
Figura 3.10 Comportamiento de las reflexiones en el CPC.....	64
Figura 3.11 Mecanismos de transferencia de calor	65
Figura 3.12 Diagrama de resistencias del CPC.....	66
Figura 3.13 Algoritmo de solución	74
Figura 4.1 CPC con V invertida	76
Figura 4.2 Detalles geométricos del CPC	76
Figura 4.3 Efecto de la concentración sobre la altura del CPC y ángulo de aceptación para un radio fijo	78
Figura 4.4 Efecto del flujo en la temperatura de salida del fluido y los flujos de energía.....	79
Figura 4.5 Efecto del flujo de entrada en la eficiencia y las pérdidas al ambiente	80
Figura 4.6 Efecto de la radiación incidente en el coeficiente global de pérdidas .	81
Figura 4.7 Comportamiento de los coeficientes individuales de transferencia de calor	82
Figura 4.8 Temperatura de los componentes del sistema.....	83
Figura 4.9 Flujos de energía respecto a la variación de la temperatura ambiente... ..	84
Figura 4.10 Temperatura del fluido y flujos de energía para diferentes longitudes del CPC	85
Figura 4.11 Coeficiente global de perdidas y eficiencia térmica variando la longitud del CPC	85
Figura 4.12 Colector CPC comercial AoSoL	86
Figura 4.13 Termotanque comercial.....	87
Figura 4.14 Calentador convencional de agua	88
Figura 4.15 Bomba centrífuga comercial.....	88

Lista de figuras, tablas y nomenclatura

Figura 4.16	Diferentes alturas para colocar el CPC	89
Figura 4.17	Estructura del calentador	90
Figura 4.18	Ensamble de almacenamiento y transporte	90
Figura 4.19	Conectores de agua en el CPC a)Purga b)Entrada de agua fría c)Salida de agua caliente.....	91
Figura 4.20	Arreglo para flujo forzado y termosifón.....	91
Figura 4.21	Calentador solar de agua con sistema de tuberías (vista 1)	93
Figura 4.22	Calentador solar de agua con sistema de tuberías (vista 2)	94
Figura 4.23	Diagrama de tubería e instrumentación	95
Figura 4.24	Sensor de temperatura RTD	96
Figura 4.25	Sensor de flujo y su sistema de medición	96
Figura 4.26	Calibrador AMETEK CTC-140 A	97
Figura 4.27	Curva de ajuste del sensor patrón.....	98
Figura 4.28	Baño maría para calibrar el resto de RTD's	99
Figura 4.29	Grafica de los sensores 1, 7 al 10 para el ajuste	100
Figura 4.30	Porcentaje de error en la medición de todos los RTD's	100
Figura 4.31	Tiempo de respuesta para un incremento de temperatura ambiente a 30 °C.....	103
Figura 4.32	Tiempo de respuesta para un incremento de temperatura ambiente a 80 °C	103
Figura 4.33	Ubicación de los sensores de temperatura a) entrada b) salida del CPC	104
Figura 4.34	Sensor de flujo	104
Figura 4.35	Ajuste del medidor de flujo 1	105
Figura 4.36	Ajuste del medidor de flujo 2	106
Figura 4.37	CPC en el banco de pruebas	107
Figura 4.38	Sistema de adquisición de datos (SAD)	108
Figura 4.39	Estación de monitoreo ambiental (HOBO)	109
Figura 4.40	Comportamiento de la temperatura de salida del fluido	113
Figura 4.41	Flujos de calor (día 1).....	113
Figura 4.42	Flujos de calor (día 2).....	114
Figura 4.43	Efecto de la velocidad del aire y el flujo de agua en la T sal CPC ..	115

Lista de figuras, tablas y nomenclatura

Figura 4.44	Efecto de la velocidad del aire en las perdidas hacia el ambiente ..	115
Figura 4.45	Efecto de la temperatura ambiente en la temperatura de salida (día 1)	116
Figura 4.46	Efecto de la temperatura ambiente en la temperatura de salida (día 2)	116
Figura 4.47	Diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del fluido, y eficiencia térmica instantánea (día 1)	117
Figura 4.48	Diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del fluido, y eficiencia térmica instantánea (día 2)	117
Figura 4.49	Comparativo de calor util y perdidas al ambiente de modelo teorico contra el estudio experimental (día 1).....	119
Figura 4.50	Comparación de la temperatura de salida del fluido (día 1)	120
Figura 4.51	Incidencia de la temperatura de salida del fluido calculada contra la experimental (día 1).....	121
Figura 4.52	Comparativo de calor util y perdidas al ambiente de modelo teorico contra el estudio experimental (día 2).....	122
Figura 4.53	Comparación de la temperatura de salida del fluido (día 2)	123
Figura 4.54	Incidencia de la temperatura de salida del fluido calculada contra la experimental (día 2).....	124
Figura 5.1	Comparativo de calor útil y pérdidas al ambiente de la nueva validación (día 1).....	130
Figura 5.2	Comparación de la temperatura de salida del fluido (día 1)	131
Figura 5.3	Incidencia de la temperatura de salida del fluido calculada contra la experimental (día 1)	132
Figura 5.4	Comparativo de calor útil y pérdidas al ambiente de la nueva validación (día 2).....	133
Figura 5.5	Comparación de la temperatura de salida del fluido (día 2)	134
Figura 5.6	Incidencia de la temperatura de salida del fluido calculada contra la experimental (día 2).....	135
Figura 5.7	Efecto del ángulo de aceptación en la longitud del CPC para un radio fijo	137
Figura 5.8	Elección del mejor ángulo de aceptación.....	138
Figura 5.9	Diferentes niveles de truncamiento	139
Figura 5.10	Elección del nivel de truncamiento.....	139

Lista de figuras, tablas y nomenclatura

Figura 5.11	Reducción del nuevo diámetro	140
Figura 5.12	Elección del radio nuevo	141
Figura 5.13	Comportamiento térmico a diferentes numero de CPC's	142
Figura 5.14	Altura de la caja protectora para diferente numero de CPC's	143
Figura 5.15	Eficiencia térmica y perdidas al ambiente en función del ancho del CPC	144
Figura 5.16	Geometría final del CPC	146
Figura 5.17	Comparación de la temperaturas de salida para la propuesta y el CPC comercial	147
Figura 5.18	Comparación de la eficiencia térmica a diferentes temperaturas de entrada para la propuesta y el CPC comercial	148
Figura 5.19	Comportamiento de la eficiencia térmica de la propuesta a diferentes temperaturas de entrada	148
Figura 5.20	Comportamiento de la temperatura y la eficiencia térmica a diferentes colectores conectados en serie	149
Figura 5.21	Efecto del nivel de flujo másico en la temperatura de salida de un CPC	150
Figura 5.22	Diseño de la propuesta (vista 1).....	151
Figura 5.23	Diseño de la propuesta (vista frontal).....	151
Figura 5.24	Diseño de la propuesta (vista longitudinal).....	152
Figura 5.25	Curva del flujo de efectivo para una vida útil de proyecto de 10 años	154

LISTA DE TABLAS

	Página
Tabla 2.1 Cálculo para el día juliano	20
Tabla 2.2 Longitud estándar para Mexicali.....	23
Tabla 2.3 Valores promedio para la temporada de invierno.....	35
Tabla 2.4 Colectores solares térmico para calentamiento de agua.....	37
Tabla 2.5 Nivel de temperatura en procesos.....	38
Tabla 4.1 Resultados del sensor patrón.....	98
Tabla 4.2 RTD del 2 al 6 respecto al patrón.....	99
Tabla 4.3 RTD 1, 7 al 10 respecto al patrón.....	99
Tabla 4.4 Ecuación de ajuste de los RTD's al AMETEK	101
Tabla 4.5 Nivel de precisión de los RTD's.....	101
Tabla 4.6 Tiempo de respuesta de los RTD's respecto al patrón.....	102
Tabla 4.7 Valores promedio medidos manualmente (sensor 1)	105
Tabla 4.8 Valores promedio medidos manualmente (sensor 2)	105
Tabla 4.9 Ecuaciones de ajuste para sensores 1 y 2.....	106
Tabla 4.10 Medición del nivel de incertidumbre	109
Tabla 4.11 Comparación de valores para la validación del simulador (día 1)	120
Tabla 4.12 Comparación de valores para la validación del simulador (día 2)	123
Tabla 5.1 Valores de la nueva validación del simulador (día 1)	132
Tabla 5.2 Valores de la nueva validación del simulador (día 2)	135
Tabla 5.3 Costo de los materiales para construcción del CPC.....	150
Tabla 5.4 Análisis financiero de la propuesta	151

NOMENCLATURA

Símbolo	Definición	Unidades
A	Área	m ²
C	Concentración	adimensional
C _p	Calor específico	kJ/kg °C
D _i , D _o , D _f	Diámetro interno, externo y con aletas	m o mm
F	Factor de forma	adimensional
F'	Factor de eficiencia	adimensional
FR	Factor de remoción	adimensional
G	Radiación	W/m ²
h'	Altura de truncamiento	m o mm
h _{cd}	Coefficiente de conducción	W/ m ² k
h _f	Coefficiente de convección interna	W/ m ² k
h _{cv}	Coefficiente de convección	W/ m ² k
h _{rad}	Coefficiente de radiación	W/ m ² k
h _{tot}	Suma de coeficiente de un componente a otro	W/ m ² k
k	Conductividad térmica del tubo absorbedor	W/m K
k _a	Conductividad térmica del aislante	W/m K
k _f	Conductividad térmica del fluido	W/m K
L	Longitud del colector	m o mm
m	Flujo másico	kg/s
n	Numero promedio de reflexiones en el reflector	adimensional
P	Perímetro mojado	m o mm
Pr	Número de prandtl	adimensional
Q	Flujo de calor	W
r	Radio del absorbedor	m o mm
Re	Numero de Reynolds	adimensional
S	Energía absorbida en el tubo absorbedor	W/m ²
T	Temperatura	°C o K
U _{L/a}	Coefficiente global de transferencia de calor hacia el fluido	W/m ² K
U _L	Coefficiente global de transferencia de calor hacia el ambiente	W/m ² K
V	Velocidad del viento	m/s
Z	Espesor del aislante	m o mm

Símbolos Griegos

Símbolo	Definición	Unidades
$\theta_{1/2}$	Ángulo medio de aceptación	°
θ_{max}	Ángulo máximo de aceptación	°
φ	Ángulo phi para ecuaciones geométrica	°
η	Eficiencia	adimensional
μ	Viscosidad dinámica	kg/m s
ν	Volumen específico	m ³ /kg
ρ	Densidad	kg/m ³
ρ'	Factor de corrección por distancia del reflector al absorbedor	m o mm
η	Eficiencia	adimensional
α	Absorbancia	adimensional
ε	Emitancia	adimensional
τ	Transmitancia	adimensional
ρ	Reflectancia	adimensional

Subíndices

a	Absorbedor
amb	Ambiente
c	Cubierta
cielo	Cielo
r	Reflector
i	Interno
o	Externo
a_r	Del absorbedor al reflector
a_c	Del absorbedor a la cubierta
c_r	De la cubierta al reflector
a_c	Del absorbedor a la cubierta
c_amb	De la cubierta al ambiente
b	Directa
d	Difusa
g	Reflejada por el piso
o	Externo

Filename: 4. Lista de figuras, tablas y nomenclatura.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 5/12/2009 5:11:00 PM
Change Number: 71
Last Saved On: 1/13/2010 2:00:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 441 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:14:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 8
Number of Words: 2,286 (approx.)
Number of Characters: 11,227 (approx.)

Capítulo I. Generalidades del proyecto

1.1 Introducción

Desde los inicios de la humanidad el hombre ha utilizado la energía para satisfacer sus necesidades, las cuales van en incremento a consecuencia del crecimiento demográfico, aunado a que la mayor parte de la energía se satisface con combustibles fósiles, que provocan problemas y daños ambientales debido a los gases de combustión que son liberados directamente a la atmosfera. Éstos han llamado la atención y preocupación a nivel mundial; por lo que, se han creado acuerdos internacionales para lograr el cuidado y protección del medio ambiente. Inicialmente entra en vigor el protocolo de Montreal en 1987, donde el tratado principal es la protección de la capa de ozono con el compromiso de reducir el uso de los clorofluorocarbonos, además, otro esfuerzo importante es el protocolo de Kyoto creado en 1997, en éste tratado el compromiso es reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, principalmente dióxido de carbono y metano.

Otra gran preocupación es que los combustibles fósiles son finitos y sólo pueden satisfacer la demanda energética por algunos años más. En México es evidente la baja en las reservas de petróleo y los efectos provocados al ambiente; una de las mayores preocupaciones del país es la forma de satisfacer sus necesidades energéticas al ser una economía dependiente del petróleo, y que de seguir este ritmo perdería su postura como exportador de petróleo para ser un mayor importador de sus derivados. Por tales motivos se retoma la investigación y desarrollo de tecnologías limpias, dentro de las que se encuentran varias alternativas, pero todas relacionadas a la madre de las fuentes renovables, incluso de las no renovables “La Energía Solar”. Con el aprovechamiento de estas tecnologías se soluciona la generación de energía eléctrica y térmica.

México es un país con buena irradiancia solar, por lo que las tecnologías solares son una alternativa viable para los ciclos de generación de energía, con la utilización de energía solar se puede reducir la demanda energética de todos los sectores socioeconómicos, utilizando directamente dispositivos ya sea para el calentamiento de agua, acondicionamiento de espacios, generación de energía eléctrica, entre otros.

En el caso particular de la ciudad de Mexicali, el mayor consumo de energía en una vivienda es por facturación de energía eléctrica, esto principalmente en la época de verano, debido al acondicionamiento de espacios, mientras que en la

época de invierno por el calentamiento de agua. Es por ello que el objetivo de la tesis es el desarrollo de un calentador solar de agua, para ayudar a reducir los costos por facturación en la ciudad, a la vez que éste dispositivo pueda ser implementado en otros lugares donde se tenga la necesidad térmica y que se cuente con el recurso solar.

La tecnología a desarrollar se plantea de manera que incorpore las mejores características de las tecnologías existentes, además de incrementar la eficiencia del sistema de captación, mediante características tanto geométricas, térmicas y fluido-dinámicas, para obtener una mayor cantidad y calidad de energía.

Esta tesis está integrada por seis capítulos y el contenido es el siguiente:

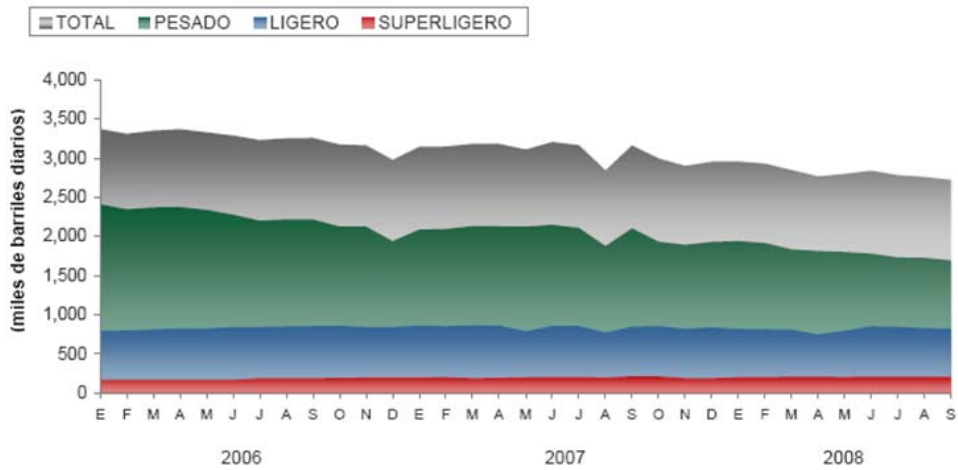
- **Capítulo I:** Se presenta la introducción a la tesis, planteamiento del problema energético-ambiental, antecedentes sobre colectores solares, así como los objetivos planteados en este trabajo y la metodología para lograrlos.
- **Capítulo II:** Trata sobre las bases de la energía solar, como el cálculo de la posición de sol en cualquier hora, el clima y disponibilidad de recurso solar en la ciudad de Mexicali, Baja California. Así como una visión general de los colectores solares para calentamiento de agua.
- **Capítulo III:** Presenta una descripción general de los componentes de un concentrador tipo CPC, como funciona y el modelado matemático, con las ecuaciones transferencia de calor regidas por las leyes de la termodinámica, necesarias para simular el colector, así como su algoritmo de solución.
- **Capítulo IV:** Estudia el comportamiento operativo teórico, las tendencias lógicas de los resultados de simulación, la construcción, instrumentación y calibración de los instrumentos del sistema experimental, en el cual se hicieron las pruebas reales para validar el modelado matemático.
- **Capítulo V:** Describe las correcciones realizadas al modelo teórico, una validación del nuevo modelo matemático y el estudio paramétrico, para encontrar mejores condiciones de operación, mejor diseño del colector con la máxima eficiencia. Finalizando con la propuesta de diseño del colector CPC para calentamiento de agua a baja temperatura.
- **Capítulo VI:** Se presentan las conclusiones de la tesis y recomendaciones para trabajos futuros.

1.2 Problemática y justificación

La satisfacción de la demanda de energía eléctrica y térmica actualmente es un problema crítico a nivel mundial, por una parte la forma de satisfacer dichas demandas mediante los combustibles fósiles, trae consigo una serie de problemas ambientales, debido a lo cual se han creado acuerdos internacionales para su cuidado y protección, inicialmente se crea el protocolo de Montreal en 1987, donde el tratado principal es la protección de la capa de ozono con el compromiso de reducir el uso de los clorofluorocarbonos, además otro esfuerzo importante es el protocolo de Kyoto creado en 1997, en el que el compromiso es reducir las emisiones de gases de efecto invernadero principalmente dióxido de carbono y metano (Greenpeace, 2009).

En México la forma de satisfacer la necesidad eléctrica a nivel nacional se logra mediante el uso de combustibles fósiles en plantas termoeléctricas, al incrementarse la demanda se requiere crear nuevas plantas, pero esta no es la solución al problema, no es posible continuar construyendo plantas o procesos que funcionen a base de combustibles fósiles, debido a que son agresivos con el medio ambiente y además están limitados a una vida finita, lo cual invalida esta tecnología como sustentable. Aunado al constante incremento del costo del combustible que provoca mayores costos de producción de la energía eléctrica y por ende mayor facturación para los usuarios. La evidencia de lo anterior se puede observar al revisar las estadísticas de producción del petróleo notamos una baja considerable en solo dos años (como se muestra en la figura 1.1). Estas pruebas tangibles refuerzan el interés de la búsqueda de nuevas formas de producir energía con tecnologías renovables, buscando la implementación de proyectos que funcionen de forma híbrida renovable-fósil para facilitar la transferencia y buscar la manera de emigrar a un sector energético nacional sustentable.

Producción de petróleo crudo

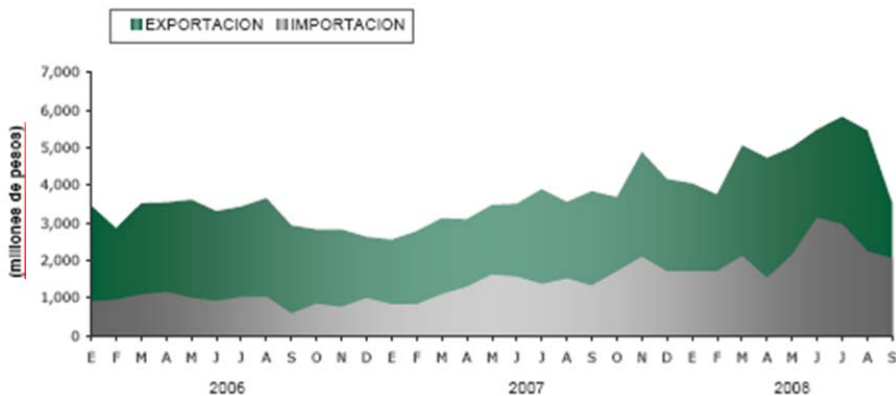


Fuente: (PEMEX, 2009).

Figura 1.1. Estadística en Producción de petróleo.

Así como se habla de la baja en la producción de petróleo en el país, es también otro problema la alta dependencia y consumo de sus derivados. Según expertos del Fondo Monetario Internacional (FMI) y corroborando con las mismas estadísticas de exportación e importación de Petróleos Mexicanos (Pemex), de seguir este ritmo México perdería su postura como exportador, Ver figura 1.2

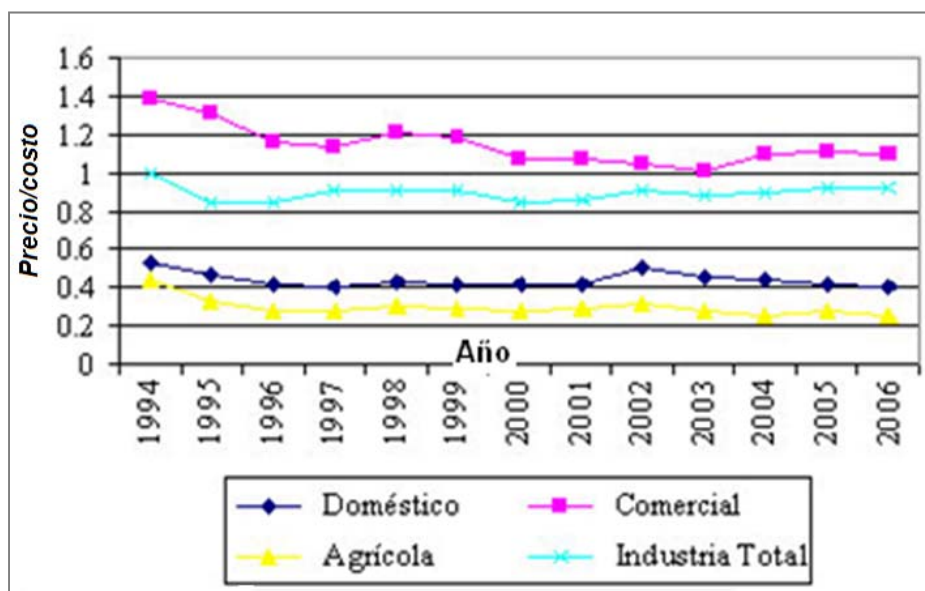
Balanza comercial



Fuente: (PEMEX, 2009).

Figura 1.2 Estadísticas de exportación e importación de petróleo.

La figura 1.3 muestra las relaciones históricas precio/costo contable de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) por tipo de usuario. Cuando la relación está debajo de 1, significa que la tarifa no cubre los costos contables de CFE. Los mayores subsidios se dan a los usuarios del sector doméstico y agrícola, cubriendo menos de la mitad de los costos de producción de CFE, mientras que los usuarios comerciales son el único grupo que paga por arriba de los costos contables. La diferencia entre precio y costo es aún más significativa en el caso de Luz y Fuerza del Centro (LFC). Si el valor está debajo de 1, el resto es subsidiado y si el costo de producción está en constante aumento, significa que CFE cada vez paga más por subsidios, para apoyar a estos sectores.



Elaborado con datos del Sexto Informe de Gobierno del Presidente Vicente Fox Quesada, Septiembre 2006

Figura 1.3 Relación precio/costo de energía eléctrica.

Con el desarrollo de la sociedad, el criterio económico se convirtió en el factor determinante en la selección de las posibles fuentes energéticas y la tecnología a utilizar, especialmente el costo inicial y de operación, los cuales determinan los precios de la energía en el mercado. Sin embargo, estos costos solo revelan una serie de relaciones e intereses de los grandes productores y no para la producción de energía para autoconsumo, mejor conocido como generación distribuida, donde se reducirían visiblemente. También el costo inicial de las tecnologías limpias actualmente es alto, en comparación con las convencionales, pero para ganar esta batalla hay que meter a la balanza todos los aspectos benéficos que traen el uso de las fuentes renovables, como es: bajo o nulo costo de operación, bajo costo de mantenimiento, largo tiempo de vida útil, y beneficios ambientales que cada vez toman más peso.

El presente proyecto tiene como finalidad aportar una solución alternativa a la producción de energía térmica, mediante un proceso no contaminante, eficiente y económicamente viable para las viviendas mexicanas.

Esto se traduce en que podemos aprovechar el recurso solar como fuente de energía y contribuir a la generación distribuida reduciendo el consumo energético residencial por el calentamiento de agua. Esto coadyuvará a entrar a una etapa de transición a las energías del futuro aprovechando esta área de oportunidad que nos permite satisfacer las necesidades mediante recursos renovables.

Las ventajas económicas y ecológicas del desarrollo de este tipo de tecnología son evidentes: el ahorro o la eliminación del uso de combustibles, tales como gas natural, gas Licuado del Petróleo (LP), carbón, leña y combustóleo en la producción de agua caliente para diferentes aplicaciones; así como el consecuente impacto positivo en el medio ambiente, en virtud de que el uso de la energía solar contribuye a prolongar la existencia de los recursos naturales (Bernard y Menguy, 1983).

1.3 Antecedentes

La energía solar ha sido utilizada desde hace mucho tiempo de diversas formas en diferentes aplicaciones. En este paso por la historia de la energía solar nos remontamos al año 212 AC donde el científico griego Arquímedes desarrolló un equipo para quemar las naves romanas en el mar. Este consistía en construir un gran espejo cóncavo elaborado de escudos pulidos para concentrar los rayos reflejados en las naves romanas.

Entre las primeras aplicaciones son para secado de ropa y alimentos, pero sin concentración solar. En las aplicaciones realizadas a mayor escala utilizaron concentradores solares, los cuales por su naturaleza de construcción y necesidad de seguir el sol, eran más difíciles de aplicar. Durante el siglo XVIII, fueron construidos hornos solares capaces de fundir acero, cobre y otros metales, su uso se extendió en Europa y el Medio Oriente, destacándose un horno diseñado por el científico francés Antoine Lavoisier que alcanzó 1750 °C de temperatura (Kalogirou, 2004).

Durante el siglo XIX, August Monchot construyó y operó motores a vapor producido con energía solar entre los años 1864 y 1878, además diseñó un

colector con forma de cono truncado. Abel Pifre, contemporáneo de Monchot, diseñó un colector solar parabólico conformado por espejos pequeños que facilitaron el enfoque, manejo y construcción (Kalogirou, 2004). En el año 1901, A.G. Eneas instaló un colector parabólico de 10 metros de diámetro, el cual generaba vapor en su foco y alimentaba un sistema de bombeo de agua en California (Kalogirou, 2004). En 1912 Frank Shuman, en colaboración con C.V. Boys, construyó el mayor sistema de bombeo solar en el mundo hasta el momento con motor de vapor. El sistema fue puesto en operación en 1913 y se ocuparon colectores cilindro-parabólicos, los cuales focalizan la energía del sol en un tubo de absorción. Cada colector medía 62 metros de largo y formaban un área total de colección de 1200 m^2 . Con este sistema se generaban 40 kW térmicos.

1.3.1 Calentadores de agua

Los calentadores de agua como su nombre lo indica, utilizan la energía solar para calentar un fluido, únicamente aprovechando las propiedades ópticas de los materiales para así ganar mayor energía sin ayuda de algún tipo de combustible.

El humano demanda de su entorno vivienda y energía para satisfacer sus necesidades (como cocción de alimentos, agua caliente, calefacción, enfriamiento, entre otros), que si bien algunas veces las cantidades de energía requerida no son muy altas, pueden suponer una carga económica importante para las familias humildes o en lugares donde la disponibilidad de combustible es escasa, por lo que el hombre busco satisfacer sus necesidades con lo disponible.

Los primeros calentadores solares de agua utilizados fueron simplemente tubos al desnudo expuestos al sol, pero el problema de estos colectores no era su capacidad de producción, sino el cuándo y durante cuánto tiempo se tenía. Estos inconvenientes de calefacción solar llamaron la atención de los científicos europeos y estadounidenses en el siglo XIX. En EEUU, a partir de entonces florecieron empresas rentables dedicadas a la instalación de aparatos solares domésticos, después se desarrollaron los calentadores solares de caja, actualmente llamados compactos (tubos absorbedores dentro de una caja). En estos equipos de caja se demostró que se podía conseguir temperatura de agua hasta $90 \text{ }^\circ\text{C}$, pero cuando pretendieron comercializarlos, no pudieron, pues en los meses de invierno estos equipos se congelaban.

La patente Climax 1891, mezclaba la vieja práctica de la exposición de depósitos metálicos desnudos al sol con el principio científico de la caja caliente, incrementando así, la capacidad del depósito para captar y retener el calor solar.

Entre 1900 y 1911 más de una docena de inventores registraron patentes para mejorar el Climax. Sólo algunas llegaron a buen término con un aparato eficiente, práctico y económico. Un problema evidente quedaba por solucionar: tener agua caliente durante la noche y a primera hora de la mañana. En 1909, un ingeniero llamado *William J. Bailey* comenzó a vender un calentador solar de agua que revolucionaría la industria. No sólo suministraba agua calentada por el sol durante el día, sino que permanecía caliente durante varias horas después de haber anochecido, así como también a la mañana siguiente; este equipo se denominó 'Día y Noche'. Para mejorar la retención del calor aisló el depósito mediante polvo de piedra caliza, que lo separaba de una caja de madera que lo contenía. El serpentín del colector era de cobre y descansaba sobre una lámina metálica negra y la caja del colector estaba aislada con fieltro. No se necesitaba bomba para impulsar el agua entre el depósito y el acumulador. El 'Día y Noche' operaba según el principio del termosifón (el agua caliente es más ligera que la fría y tiende a elevarse por sí sola). En este sistema el depósito acumulador se situaba por encima del colector, con lo que el agua fría en su parte baja descendía por gravedad a través de un tubo hasta la entrada del colector. El flujo cíclico continuaba en tanto el agua del colector estuviera más caliente que la contenida en la base del depósito. Bailey también sugirió acoplar el 'Día y Noche' a un calentador de gas o de leña para asegurar el agua caliente para cualquier condición climática (Vázquez, 1999). Estos colectores siguieron siendo utilizados hasta que entre 1920 y 1930 se descubrieron grandes bolsas de gas natural en la depresión de Los ángeles. La producción de gas se disparó y los precios del combustible cayeron vertiginosamente. Hacia 1927 el consumidor podía obtener gas natural a casi la cuarta parte del precio que pagaba por el gas artificial en 1900. Además la distribución por red hizo llegar el gas a todo el mundo. Los fabricantes de calentadores de gas crearon incentivos económicos subsidiados por las compañías extractoras, además de las facilidades ofrecían precios rebajados e instalación gratuita. A pesar de la crisis y la competencia desleal, el 'Día y Noche' demostró su vigor y fiabilidad técnica vendiéndose en California, aunque a un nivel muy limitado, 7000 calentadores antes de interrumpir su fabricación al inicio de la Segunda Guerra Mundial y la revolución industrial. La última serie fue fabricada en 1941. Con esto el crecimiento del sector energético dejó olvidada la fuente solar, pero al mismo tiempo, en otros lugares y con otras condiciones (Israel, Australia o Japón), la energía solar en cualquiera de sus formas experimentó sucesivos períodos de auge; acompañada siempre por un temor local a la escasez futura de combustible. Una y otra vez la escasez de combustible en algún tiempo o lugar ha estimulado la búsqueda de alternativas energéticas ayudando a los avances de la tecnología solar (Vázquez, 1999).

Sin embargo, después del impulso en el uso de celdas y colectores solares en los programas de ahorro y eficiencia energética, aunado a los crecientes precios de los combustibles, la energía solar ha vuelto a ser una alternativa válida de generación eléctrica y térmica; se han desarrollado colectores de energía solar que funcionan desde temperaturas bajas hasta temperaturas altas, siempre teniendo en cuenta la importancia de reducir las pérdidas de calor para asegurar alta eficiencia.

Durante los últimos 50 años, han sido ideadas e implementadas muchas mejoras a estos sistemas; pero en general, todos los colectores transfieren calor en el absorbedor a un fluido de trabajo, el cual dependiendo de la aplicación alimenta un sistema mecánico, térmico e incluso fotovoltaico con concentración.

Para hacer los concentradores más eficientes, hay que aumentar la concentración, es decir, la reducción del área de absorción con respecto al área de colección, ya que las pérdidas de calor y los costos son proporcionales a la primera y no a la segunda. Con la óptica convencional de enfoque, esto se logra fácilmente mediante el uso de lentes o de espejos parabólicos, ya sea continuos o tipo Fresnel (Collares et. al., 1977; Collares, 1979). Sin embargo, la concentración lograda en cada caso está muy lejos del límite establecido por la segunda ley de la termodinámica o por los principios de conservación del espacio de fase que se utilizan en óptica (Winston et. al., 1948). Esto significa que es posible lograr un mejor desempeño con otro tipo de sistema óptico. Estos sistemas se conocen como concentradores sin imágenes, concentradores de tipo CPC, concentradores de tipo Ideal o Winston (por el nombre de su inventor, a fines de los sesenta) y pertenecen a una nueva rama de la óptica llamada óptica sin Imágenes. Es precisamente porque son concentradores sin imágenes y que no hacen foco que pueden lograr el límite referido para la concentración. Estos sistemas procesan solamente el flujo de radiación con el propósito de lograr la concentración más alta posible, sin conservar información acerca de sus direcciones, que es algo que todos los sistemas con imágenes deben hacer (Winston et. al., 1948).

El CPC fue concebido simultáneamente en Estados Unidos de Norteamérica por (Hinterberger et. al., 1966,1966b), en Alemania (Ploke, 1967), y en la Unión Soviética por (Baranov et. al., 1966). Luego, (Winston, 1974) describió el CPC en 2D, mostrando las ventajas de este tipo de concentrador como un concentrador de no-imagen, que puede ser usado en dispositivos solares y en el mismo trabajo mostró que el CPC concentra los rayos con el valor del límite termodinámico que es la máxima concentración para sistemas fijos. Poco tiempo después (Rabl, 1976) analizó las propiedades ópticas y térmicas del CPC, también

desarrolló el CPC en 2D truncado y en coordenadas cartesianas. Otras maneras de describir el CPC llevaron a (Rapp, 1981) a desarrollar el CPC utilizando una descripción matemática basada en geometría analítica y a través de ésta obtener los parámetros geométricos que requiere el diseño del CPC. Posteriormente, (Welford et. al., 1989) presentaron una descripción y análisis del CPC en 2D y un análisis más amplio del concentrador. En el siguiente año (Suresh et al, 1990) realizó una evaluación del desempeño térmico y óptico del CPC. Recientemente (Winston et al, 2005) hicieron una revisión de los trabajos sobre los concentradores de no-imagen incluyendo a los concentradores tipos CPC en 2D y 3D rotacional. También en trabajos recientes se analizó el CPC en 2D y 3D usando coordenadas cartesianas para la geometría del reflector (Tapia et. al., 2006; Tapia et. al., 2007).

Las aplicaciones de baja temperatura por lo general utilizan colectores de placa plana, estacionarios y con la ventaja de captar la radiación directa y difusa, Éstas son ventajas que es deseable preservar en cualquier alternativa pero que no se logran fácilmente (económicamente) a temperaturas más altas sin utilizar arreglos de doble cubierta o vacío. Los concentradores convencionales tendrían que seguir el movimiento aparente del sol y no recolectan una porción importante de radiación difusa. Por lo tanto, la solución ideal es un concentrador del tipo CPC. Si el ángulo de aceptación tiene el ancho suficiente como para acomodar el movimiento aparente del sol en el cielo durante todo el año, puede construirse de manera que sea completamente estacionario y, al mismo tiempo lograr que la pérdida de calor sea menor gracias al efecto de concentración. Este tipo de colectores existe (Collares et. al., 1994), se han producido en el pasado (por ejemplo SETSOL) y están disponibles comercialmente en (Portuguese patent application) a bajo costo y alta calidad. Su costo es el de un colector de placa plana de buena calidad y su rendimiento, de hasta $\Delta T/I = 0,08 \text{ m}^2/\text{W}$ puede ser superior al de los colectores tubulares evacuados.

Para aplicaciones en sistemas solares de calefacción y refrigeración (absorción de efecto simple o adsorción), sistemas para calentar agua, secado solar y desalinización, entre otros, se encuentran dentro del alcance de estos sistemas de tipo CPC. Aplicaciones recientes de CPC incluyen cocinas solares. (Collares-Pereira, 2005).

La mayoría de los calentadores solares que se comercializan en el mercado internacional están diseñados para países fríos, donde el agua se congela si no se toman medidas especiales. Por eso están formados por una placa captadora de la

radiación solar y un termo-tanque que es un acumulador de agua caliente independiente.

El sol es una fuente de energía probada y capaz de satisfacer indefinidamente a muchas de nuestras necesidades energéticas, de hecho a todas, si pudiéramos o supiéramos adaptar nuestras necesidades a los recursos disponibles en nuestro alrededor. Resulta asombroso el hecho de que las más eficientes de las tecnologías solares y aplicaciones de la arquitectura solar pasiva, haya sido redescubierta innumerables veces, para volver a ser olvidada.

México por su posición geográfica es uno de los países más ricos en cuanto al recurso energético solar, su utilización no es una práctica generalizada, no obstante que la aplicación de este tipo de energía alternativa representa un nicho de grandes oportunidades (López, 1991). Por ésto se desea aplicar el colector CPC para el calentamiento de agua aprovechando que esta tecnología se puede mejorar, implementando la geometría más adecuada de los componentes y mejorando la transferencia de calor hacia el fluido caloportador.

1.4 Objetivos

1.4.1 General:

El presente proyecto tiene como objetivo general desarrollar un concentrador parabólico compuesto, manejando el concepto modular para que trabaje de una manera eficiente y que sea una alternativa de generación de energía térmica sustentable, con un impacto ambiental mínimo y con aporte tecnológico.

1.4.2 Específicos:

- ☼ Analizar el estado del arte, sobre lo que se ha hecho a nivel mundial y a partir de esto proponer una tecnología propia.
- ☼ Desarrollar un modelado matemático detallado del CPC.
- ☼ Crear un simulador para realizar estudios a nivel teórico del concentrador.
- ☼ Analizar la geometría del colector para encontrar la máxima concentración con el mínimo de material, que esto se traduce en menor costo del equipo.
- ☼ Construir e instrumentar el sistema experimental para la validación del modelo matemático del simulador

- Calibrar instrumentos de medición.
- Hacer ensayos experimentales para la sensibilización y caracterización del sistema.
- Realizar la validación del simulador en base a los resultados experimentales y de ser necesario hacer correcciones al modelo matemático.
- Realizar un estudio paramétrico de las diferentes variables del sistema para la propuesta de diseño.
- Proponer el diseño de un CPC en base a los resultados del estudio paramétrico.
- Escritura de la tesis de Maestría.

1.5 Metodología

La metodología a seguir en el desarrollo de este proyecto consiste en un conjunto de etapas básicas, que englobadas en cuatro bloques principales quedan de la siguiente manera, (ver figura 1.4):

- Primeramente se realizó una investigación bibliográfica para actualizar el estado del arte sobre calentamiento solar de agua, para elegir y proponer el sistema con componentes eficientes; así mismo el estudio del clima y disponibilidad del recurso solar, el cual es factor muy importante para evaluar estas tecnologías.
- La siguiente etapa es diseñar un modelo matemático del sistema propuesto y desarrollar un simulador, donde se puedan realizar las pruebas de forma teórica.
- Posteriormente se trabaja en las pruebas experimentales, desde la construcción de la unidad, instrumentación y evaluación bajo las condiciones ambientales.
- Por último se valida el modelo matemático desarrollado en las etapas anteriores para establecer su precisión, en el que de ser necesario se realizarán correcciones para lograr un comportamiento cercano al real; ya que el modelo desarrollado permitirá escalar y proponer el diseño del prototipo.

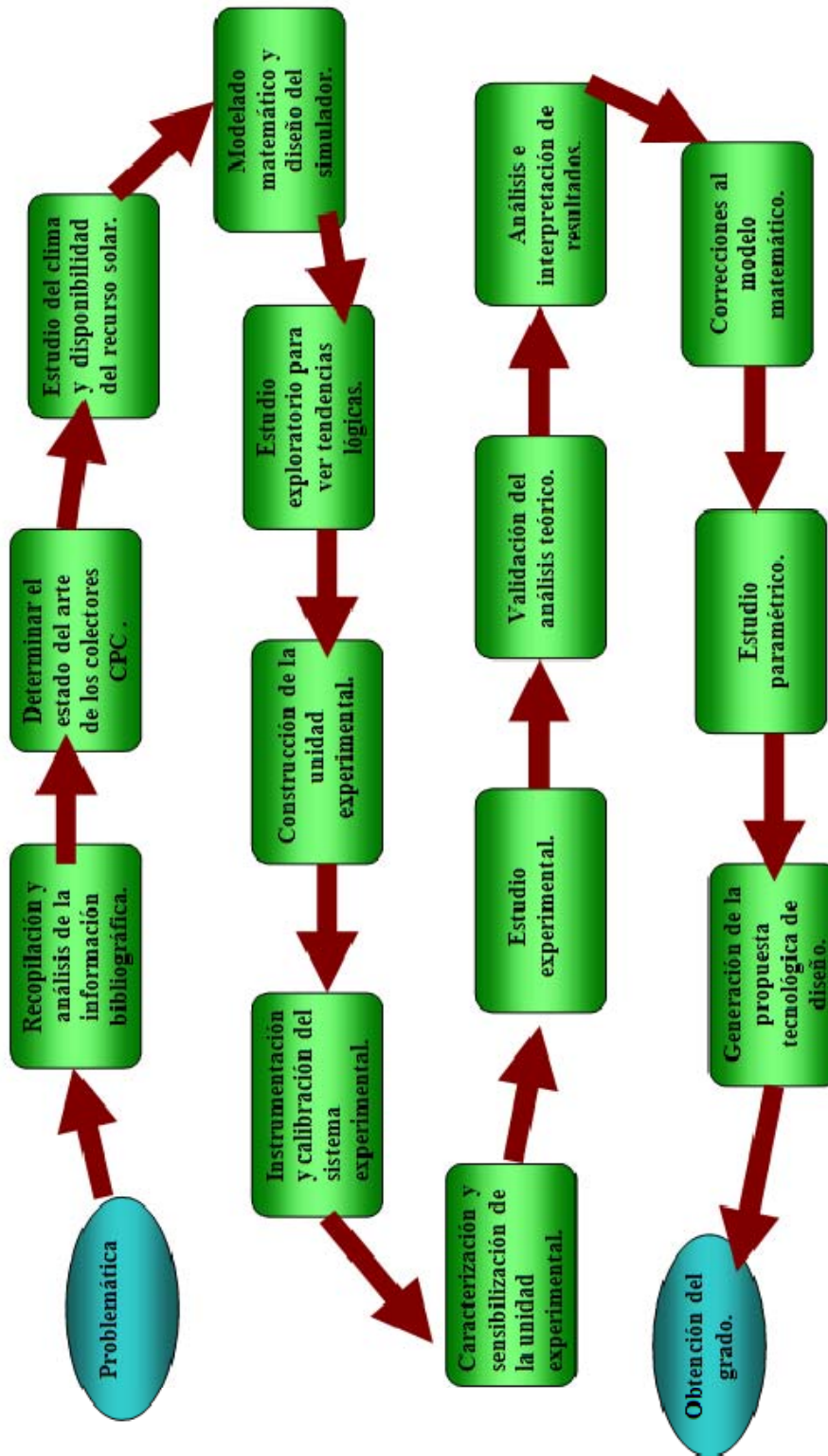


Figura 1.4 Metodología de la investigación.

Filename: 5. Capitulo 1.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title: Capítulo I
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 3/12/2009 4:37:00 PM
Change Number: 155
Last Saved On: 1/13/2010 11:21:00 AM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 3,909 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:14:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 13
Number of Words: 4,101
Number of Characters: 21,975

Capítulo II. Energía solar, geometría solar y clima

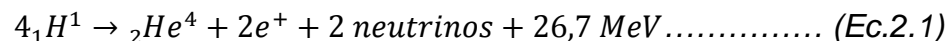
Este capítulo trata y explica las nociones básicas sobre la naturaleza de la energía solar, el movimiento aparente del sol, el concepto de bóveda celeste y los sistemas de coordenadas horizontales y horarias que permiten conocer la posición del sol respecto a un punto de la tierra, o en un instante dado, básicamente son ángulos como: la altura solar y el azimut en el sistema de coordenadas horizontales, la declinación y el ángulo horario en el sistema de coordenadas horarias. Se muestra también la relación entre tiempo solar verdadero y tiempo civil, en un lugar de determinada longitud y latitud. Se hace un estudio de las diferentes variables climáticas en la ciudad de Mexicali, Baja California, México, a lo largo de un ciclo, datos tomados de un año típico. Y por último se muestran los colectores solares y sus componentes básicos.

2.1 Energía solar

2.1.1 Naturaleza de la energía solar

El sol es una gigantesca esfera de gases a alta temperatura, que tiene una masa de 1.989×10^{30} kg, un diámetro de 1.39×10^9 m y está situado a una distancia media de 1.5×10^{11} m de la tierra. Se estima que la temperatura en el interior del sol debe de ser 10^7 K, pero en la superficie oscilaría entre 5762 K y 6300 K, según la forma de calcularlo.

El sol se compone sobre todo de hidrógeno (71%); también contiene helio (27%) y otros elementos más pesados (2%), genera su energía mediante reacciones nucleares de fusión (átomos de hidrógeno que se transforma en helio), que se dan en su núcleo. Por ello, la generación de energía se produce de la pérdida de masa. La ecuación de Albert Einstein nos explica el proceso: $E=mc^2$, donde E es la energía liberada, m es la masa que desaparece y c la velocidad de la luz. Estas reacciones nucleares transforman el 0.7 % de la masa afectada en fotones, con una longitud de onda cortísima y por lo tanto, muy energéticos y penetrantes, la reacción se presenta en etapas que resulta una reacción global como se muestra en la ecuación 2.1:



Esta energía generada en el núcleo, tiene que salir a la fotosfera, parte exterior de la zona convectiva y considerada como la superficie del sol, donde se emite como radiación solar hacia el espacio; esta radiación es la que hace y permite la vida en la tierra. La radiación se emite en toda la gama del espectro electromagnético; sin embargo, para los fines del aprovechamiento de su energía, solo es importante la llamada radiación térmica, que incluye el ultravioleta (UV) de 0.001 a 0.39 μm , la radiación visible (VIS) de 0.39 a 0.77 μm y la infrarroja (IR) 0.77 a 1000 μm (Duffie y Beckman, 1991).

2.1.2 Radiación solar

La energía producida por el sol no se emite uniformemente a través de su superficie sino que sufre variaciones, con épocas de emisión máxima y otras de mínima, con un período aproximado de 11 años. Este período se conoce como el ciclo solar.

La energía solar viaja por el espacio para llegar al límite exterior de la atmósfera, la irradiación total cuando la tierra se encuentra a la distancia media del sol es 1,354 w/m^2 este número se denomina constante solar, pero es dependiente de las distintas estaciones del año.

No toda la energía de la constante solar alcanza la superficie de la tierra, depende de las condiciones atmosféricas, época del año y del ángulo de incidencia de los rayos del sol; también del contenido en polvo y otros contaminantes de la atmósfera, como la absorción que realizan el dióxido de carbono y el vapor de agua. En la figura 2.1, se puede observar cómo se afecta a la radiación con estos factores.

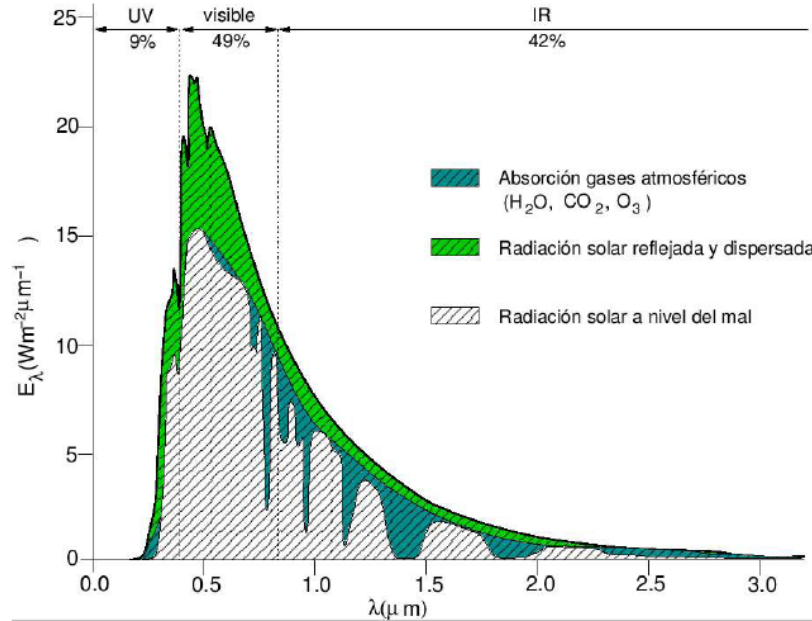


Figura 2.1 Factores que afectan la radiación solar.

Hablando de cantidades de energía que nuestro planeta recibe del sol la asombrosa cantidad anual de 5.4×10^{24} J, una cifra que representa 4,500 veces el consumo mundial de energía. En sólo un día y medio, regala el equivalente a toda la energía fósil que la humanidad ha conseguido hasta ahora. El tiempo en que el sol brillará es aún dentro de cinco mil millones de años más; por lo que no hay temor alguno de que se agote, además por sus cualidades no contaminantes, es la fuente de energía sin duda alguna como la mejor opción energética actual.

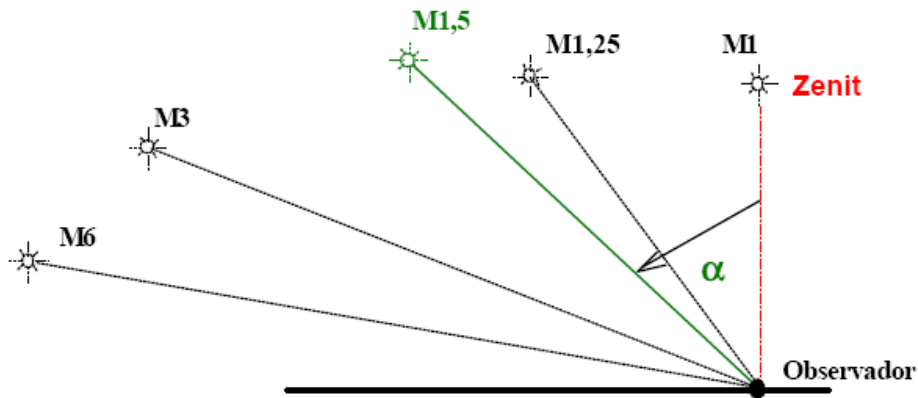
2.2 Geometría solar

La importancia de la geometría solar es conocer la trayectoria aparente del sol a lo largo de un ciclo (año), porque es repetitivo, además que es importante para definir la disponibilidad del recurso solar, en tanto cantidad y tiempo; también para definir la orientación óptima de nuestro colector, ya que este será fijo y debe colocarse tal manera que capte la mayor cantidad de energía posible, sobre todo cuando se requiera mayor energía. Para ello se definen los conceptos para conocer cómo se comporta el movimiento aparente del sol.

2.2.1 Definiciones generales

Zenit: Es la línea perpendicular al plano horizontal en el punto del observador, como se muestra en la figura 2.2:

Masa de Aire (M): Se define, indirectamente, como la masa de aire de la atmosfera que tiene que atravesar el haz de radiación, o como la distancia entre la altura de la atmosfera respecto a la posición del sol en el horizonte y un observador fijo sobre la tierra. Cuando el sol ha alcanzado el zenit, la distancia entre el observador y el sol es mínima, ya que los rayos solares caen formando un ángulo de 90° respecto al horizonte. Cuando el sol está más cercano al horizonte, la masa de aire crece, y la distancia que deben atravesar los rayos para alcanzar la posición del observador se incrementa. La figura 2.2 ilustra este concepto.



Fuente: <http://www.epsea.org/esp/pdf2/Capit01a.pdf>

Figura 2.2. Masa de aire.

A la posición del zenit se le asigna, como referencia, una masa de aire unitaria (M=1). Para un ángulo de 60° la masa de aire es igual a dos (M=2), y para ángulos de 0° a 70° la masa de aire estará dada por la expresión que se presenta en la ecuación 2.2:

$$M = 1 / (\cos \alpha) \dots\dots\dots (Ec. 2.2)$$

La radiación total (Gt) ó global que llega a un punto en la superficie de la tierra, se divide en tres componentes:

Radiación directa (Gb): Es la que llega a la superficie de la tierra en forma de rayos provenientes del sol sin haber sufrido difusión, ni reflexión alguna.

Radiación difusa (Gd): Es la componente de la radiación solar que al encontrar pequeñas partículas en suspensión en la atmósfera en su camino hacia la tierra e interactuar con las nubes, es difundida en todas las direcciones.

Radiación terrestre (G_g): Es la que es reflejada por un objeto terrestre y nuevamente es reflejada e interceptada en el punto de interés, como puede ser un árbol, un edificio, entre otras.

2.2.2 Movimiento de la tierra

La tierra tiene dos movimientos uno de rotación, cuya duración media es de 24 horas y otro de traslación por el cual describe una órbita elíptica llamada eclíptica, la duración de una vuelta completa es de 365 días 5 horas 48 minutos y 46 segundos y la velocidad de traslación es de 29,8 km/s.

El eje polar de la tierra mantiene durante el movimiento una dirección aproximadamente constante y forma un ángulo de 23.45° con el eje de la eclíptica, llamado oblicuidad de la eclíptica o ángulo de declinación. Esto da lugar a los distintos períodos que se suceden a lo largo del año conocidos como estaciones.

Llamamos **declinación solar (δ)** al ángulo formado por la línea que une los centros de la tierra y el sol y su proyección sobre el ecuador. En un solo día se considera que la declinación solo puede variar como máximo 0.5° .

La declinación solar explica por una parte, el distinto calentamiento de la tierra al variar su posición a lo largo de la órbita y por otra parte, la diferente duración del día y de la noche a lo largo del año. En efecto, en la figura 2.3, se muestran cuatro posiciones de la tierra en su movimiento alrededor del sol, correspondientes a las estaciones.

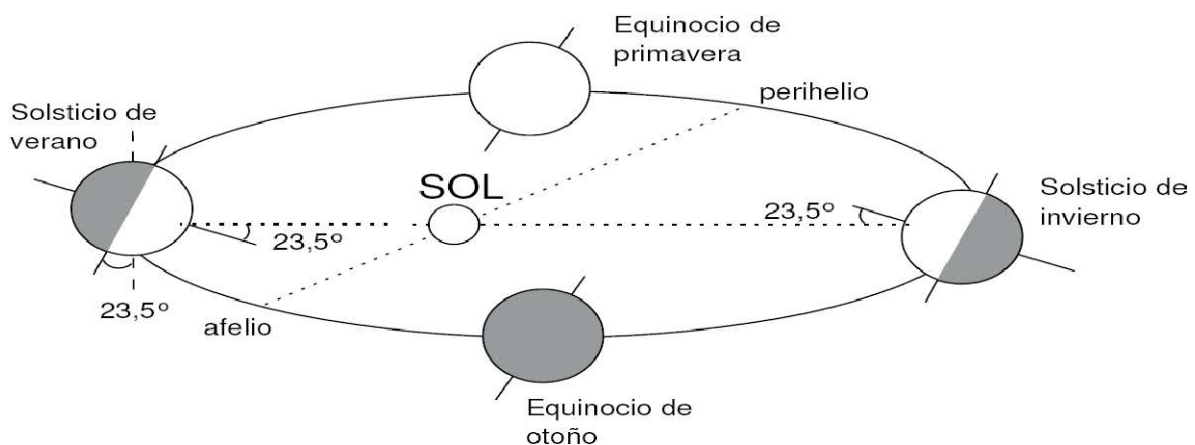


Figura 2.3 Movimiento de la tierra alrededor del sol.

En el período de verano, es cuando en cualquier lugar del hemisferio norte los rayos del sol inciden con un ángulo más próximo a la normal a la superficie, por lo que se calienta más, llegando a un ángulo máximo el 21 de julio en el solsticio de verano. Así mismo, al ser constante la rotación propia de la tierra, la duración del día en este hemisferio, es superior a la duración de la noche.

En la posición opuesta a la anterior, que corresponde al invierno, el 21 de diciembre (solsticio de invierno), la situación del hemisferio norte y sur respecto al sol se invierte. El calentamiento sobre el hemisferio sur es superior y análogamente ocurre a la duración del día y de la noche.

En las posiciones intermedias, llamadas equinoccios, uno de primavera el 21 de marzo y el otro de otoño el 21 de septiembre, en los cuales el eje polar es perpendicular a la línea que une la tierra y el sol y por tanto perpendicular a los rayos solares. La duración del día y de la noche en el hemisferio norte y sur es la misma, 12 horas.

La distancia más corta entre la tierra y el sol es el perihelio y la mayor el afelio. La distancia media es una unidad astronómica (UA) y es igual a $1,496 \times 10^8$ km. La rotación de la tierra alrededor de su eje causa cambios en la distribución de la radiación solar a lo largo del día, y la posición de este eje respecto al sol causa los cambios estacionales.

La energía del sol viaja por el espacio para llegar al límite exterior de la atmósfera, la irradiación extraterrestre total cuando la tierra se encuentra a la distancia media del sol es $1,354 \text{ W/m}^2$ este número se denomina constante solar (G_{sc}) (que corresponde a un valor máximo en el perihelio de $1,395 \text{ W/m}^2$ y un valor mínimo en el afelio de $1,308 \text{ W/m}^2$), pero es dependiente de las distintas estaciones y los días del año.

La distancia sol-tierra varía cada día, (Duffie y Beckman, 1980) han utilizado la siguiente expresión para evaluar la radiación solar extraterrestre (G_{on}) en relación a la distancia tierra-sol (ver ecuación 2.3), en función del día del año (n):

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right) \dots\dots\dots (Ec. 2.3)$$

Donde “n” es el día juliano, y se calcula como se indica en la tabla 2.1, en la que el valor es de “n” para el i-ésimo día del mes.

¹Tabla 2.1 Cálculo del día juliano.

Mes	día juliano (n)
Enero	i
Febrero	31+i
Marzo	59+i*
Abril	90+i*
Mayo	120+i*
Junio	151+i*
Julio	181+i*
Agosto	212+i*
Septiembre	243+i*
Octubre	273+i*
Noviembre	304+i*
Diciembre	334+i*

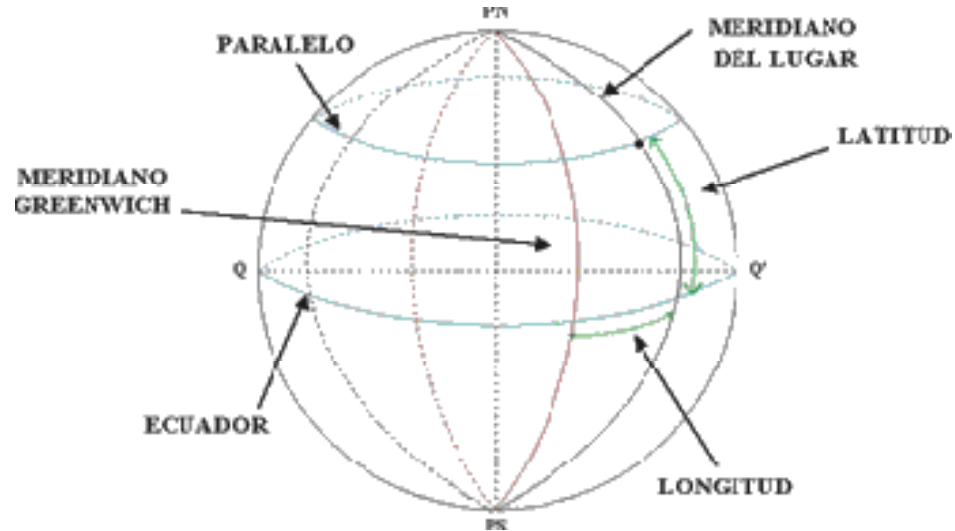
2.2.3 Sistemas de coordenadas

Para conocer de modo más preciso la influencia del sol es preciso obtener resultados numéricos, para ello se van a introducir ciertos sistemas de coordenadas que permiten describir el movimiento aparente del sol y conocer su posición en un instante dado.

La tierra se divide en paralelos de **latitud (Φ)** como se observa en la figura 2.4, en el hemisferio norte se considera como la latitud positiva y varía entre 0° y 90° , en el hemisferio sur se considera negativa y varía entre 0° y -90° . El paralelo de 0° se le llama ecuador terrestre.

La tierra también se divide en meridianos de **longitud (L)** como se observa en la figura 2.4, se usa como meridiano 0° el que pasa por Greenwich, Inglaterra. Hacia el este positivos y al oeste negativos los meridianos aumentan de 0° a 180° .

¹ Para año bisiesto sumar 1.



Fuente: Quinteros, 2008

Figura 2.4 Paralelos y Meridianos.

2.2.4 Definiciones para el observador terrestre

Las definiciones para el observador terrestre se refieren a los ángulos formados por la trayectoria de la radiación solar, su proyección sobre la superficie terrestre y los ángulos formados por la superficie inclinada del colector.

Inclinación (β): El ángulo entre la superficie de interés y el plano horizontal, su valor es desde 0° en el plano horizontal, hasta 180° cuando esta mira a la superficie de la tierra.

Angulo de azimut del sol (γ_s): Es el ángulo formado por la proyección en el plano horizontal del rayo solar respecto al sur geográfico. Este ángulo tiene valor cero cuando la proyección apunta al norte, valor positivo cuando apunta hacia el oeste y valor negativo cuando apunta al este $-180^\circ \leq \gamma_s \leq 180^\circ$.

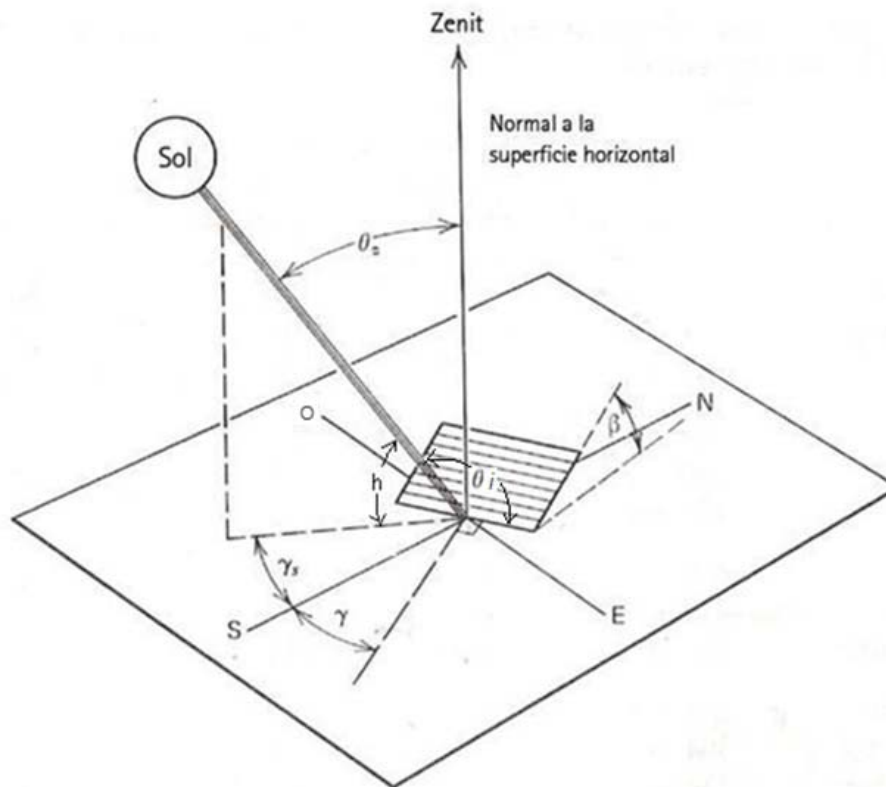
Altura solar (h): Es el ángulo que se forma entre el rayo del sol y su proyección sobre la superficie de la tierra, su valor es de 0° a 90° .

Angulo de azimut de la superficie (γ): Es el ángulo de desviación de la proyección en el plano horizontal de la normal a la superficie con respecto al meridiano local. Este ángulo tiene valor cero cuando la proyección apunta al norte, valor positivo cuando apunta hacia el oeste y valor negativo cuando apunta al este $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.

Angulo horario (ω): Es el desplazamiento angular este u oeste del sol con respecto al meridiano local debido a la rotación de la tierra en su eje a 15° por hora. Se toma como referencia ($\omega = 0$) el mediodía, y se calcula como 15° por hora respecto al mediodía. En la mañana este ángulo es negativo y en la tarde positivo.

Angulo de incidencia (θ_i): Es el ángulo entre el haz de radiación directa en una superficie y la normal a esa superficie.

Los ángulos mencionados anteriormente se pueden observar en la figura 2.5, para una mejor y más clara interpretación:



Fuente: Quinteros, 2008

Figura 2.5 Ángulos para plano inclinado y posicionamiento solar.

Tiempo solar verdadero: En el cálculo que se realiza para obtener el ángulo horario (ω) se ocupa el tiempo solar, para el cual el medio día ocurre cuando el sol cruza el meridiano local. Sin embargo esta medida no coincide necesariamente con el tiempo local del observador, también llamado tiempo civil.

Por lo anterior es necesario efectuar tres correcciones: primero, existe una corrección por la diferencia en longitud entre el meridiano local del observador y el meridiano sobre el cual está basada la hora local; para esto se debe saber que el

sol toma 4 minutos en recorrer 1° de longitud. Segundo, en el país se efectúa un cambio de hora en verano para obtener un mejor aprovechamiento de la luz solar y por lo tanto un ahorro de energía. Tercero, es necesario considerar que aunque la tierra gira exactamente sobre su eje una vuelta en 24 horas, sufre varias perturbaciones en su recorrido de traslación. Por lo tanto para calcular el tiempo solar (TS) según (Duffie y Beckman, 1980; Sarmiento, 1980), debemos utilizar la ecuación 2.4.

$$\text{Tiempo Solar} - \text{Tiempo Civil} = 4(Lst - Lloc) + E \dots\dots (Ec. 2.4)$$

Donde **Lst** es el meridiano estándar para el cual está basado el tiempo local y **Lloc** es la longitud del lugar en cuestión (en grados), para Mexicali se muestran en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Longitud estándar para Mexicali.

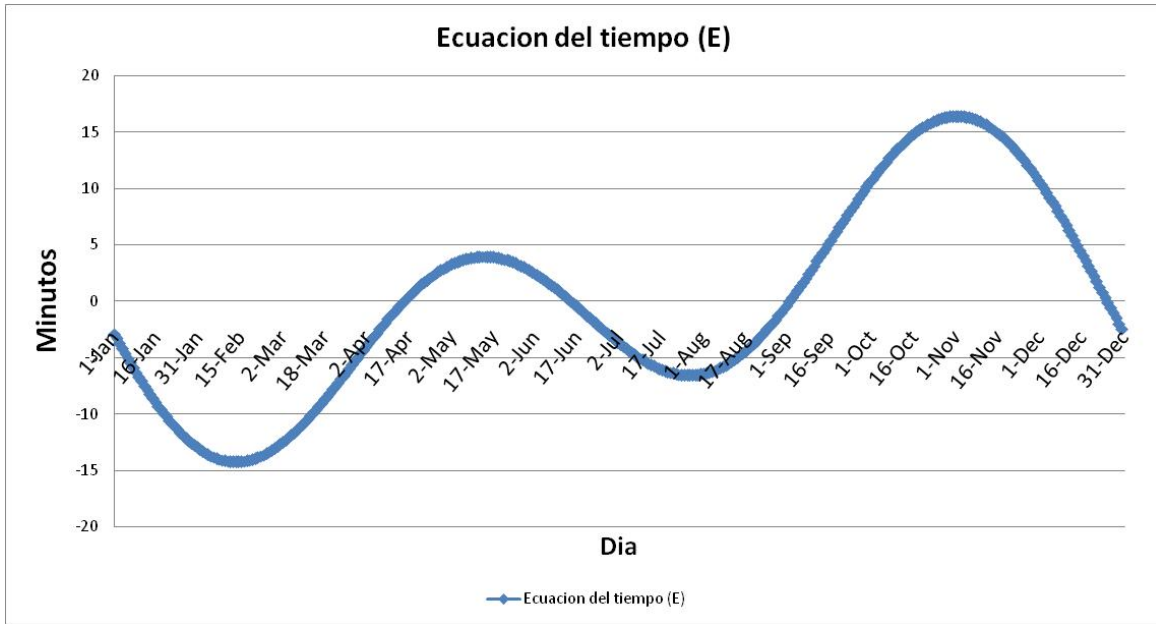
Lst	De las 3 am del 1er domingo de abril - a las 3 am del ultimo domingo de octubre	De las 3 am del ultimo domingo de octubre a las 3 am del 1er domingo de abril
	105	120

E es una ecuación del tiempo en minutos, que se muestra en la ecuación 2.5 y su respectiva grafica de desviación en la figura 2.6.

$$E = 229.2 \left(\begin{array}{l} 0.000075 + 0.001868 \cos(B) - 0.032077 \text{sen}(B) \\ - 0.014615 \cos(2B) - 0.04089 \text{sen}(2B) \end{array} \right) \dots\dots (Ec. 2.5)$$

Donde B, se calcula con la ecuación 2.6:

$$B = (n - 1) \left(\frac{360}{365} \right) \dots\dots\dots (Ec. 2.6)$$



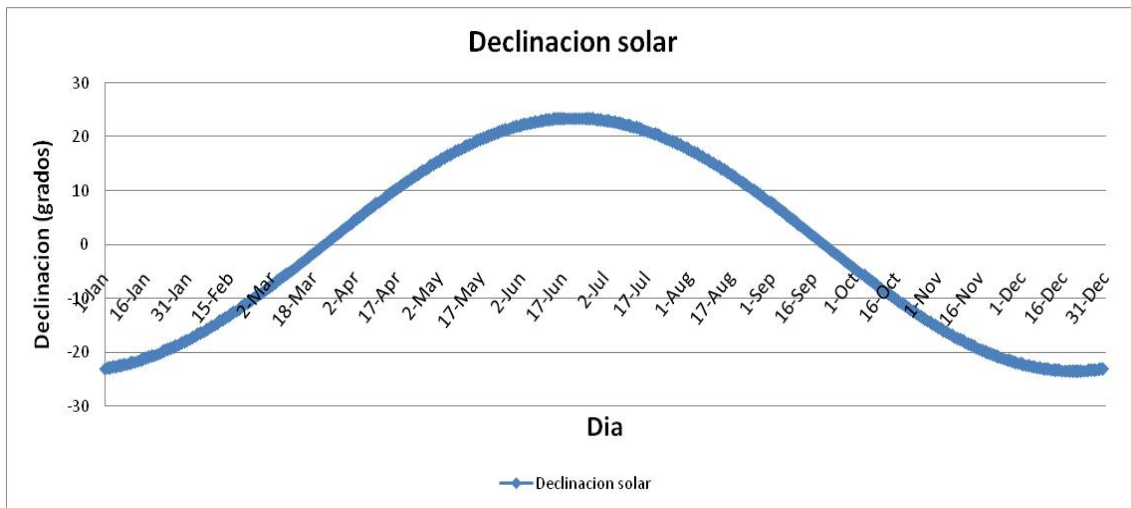
Fuente: Elaboración propia.

Figura 2.6 Desviación de la ecuación del tiempo.

La expresión que se presenta en la ecuación 2.7, es para calcular la declinación solar (Cooper, 1969), donde *n* es el día juliano del año, y se toma a partir del día 1 de Enero (Duffie y Beckman, 1980):

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen}\left(\frac{360(284 + n)}{365}\right) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.7})$$

Con el apoyo de la ecuación 2.7; se grafica la declinación a lo largo de un ciclo (año), como se muestra en la figura 2.7:



Fuente: Elaboración propia.

Figura 2.7 Declinación solar en un ciclo.

Las ecuaciones 2.8 y 2.9, relacionan el ángulo de incidencia del haz de radiación directa (θ_i) con los otros ángulos solares (Duffie y Beckman, 1980; Sarmiento, 1980):

$$\begin{aligned} \cos(\theta_i) = & \text{sen}(\delta)\text{sen}(\phi)\cos(\beta) - \text{sen}(\delta)\cos(\phi)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma) + \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\beta)\dots \\ & \cos(\omega) + \cos(\delta)\text{sen}(\phi)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma)\cos(\omega) + \cos(\delta)\text{sen}(\beta)\text{sen}(\gamma)\text{sen}(\omega) \end{aligned}$$

(Ec. 2.8)

O también: $\cos(\theta_i) = \cos(\theta_z)\cos(\beta) - \text{sen}(\theta_z)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma_s - \gamma)$ (Ec. 2.9)

Para superficies horizontales, $\beta = 0^\circ$, el ángulo de incidencia es igual al ángulo de zenit del sol (θ_z), el cual puede calcularse como se muestra en la ecuación 2.10:

$$\cos(\theta_z) = \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\omega) + \text{sen}(\delta)\text{sen}(\phi) \dots \dots \dots \text{(Ec. 2.10)}$$

El ángulo de azimut del sol puede variar desde 180° a -180° , en caso particular de Mexicali tendrá valores de 90° a -90° , para los días que son de 12 horas o menos, pero para los días que sean más largos este valor puede ser mayor de 90° y menor que -90° , esto es porque el sol se puede encontrar en el cuadrante norte al amanecer y atardecer respectivamente; y puede ser calculado con la ecuación 2.11:

$$\text{sen}(\gamma_s) = \frac{\cos(\delta)\text{sen}(\omega)}{\text{sen}(\theta_z)} \dots \dots \dots \text{(Ec. 2.11)}$$

La altura solar (h) es el ángulo formado entre rayo del sol y su proyección sobre la superficie de la tierra, como se muestra en la figura 2.5; y se calcula de la ecuación 2.12:

$$h = 90 - \theta_z \dots \dots \dots \text{(Ec. 2.12)}$$

El ángulo horario (ω) es un importante para poder localizar la posición del sol, este se calcula tomando como referencia ($\omega = 0$) el mediodía, y como 15° por hora respecto al mediodía. En la mañana este ángulo es negativo y en la tarde positivo, según la ecuación 2.13:

$$\omega = 15(T_s - 12) \dots\dots\dots (Ec. 2.13)$$

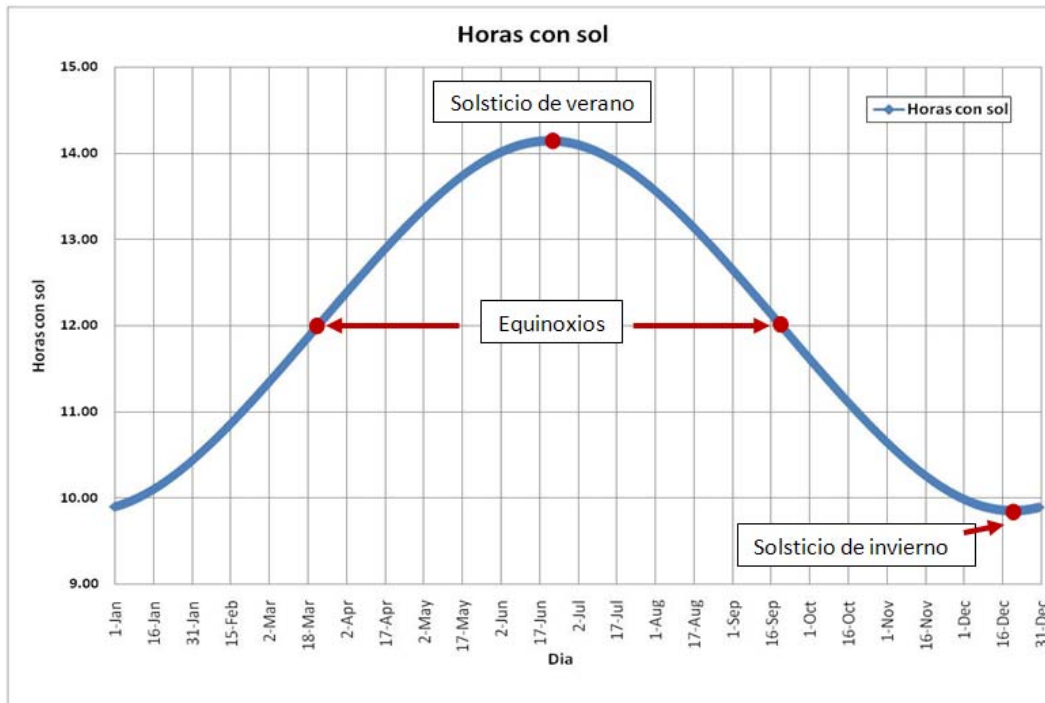
También podemos calcular el ángulo a la salida y puesta del sol (ω_o) con la ecuación 2.14:

$$\cos \omega_o = \tan(\delta) \tan(\phi) \dots\dots\dots (Ec. 2.14)$$

Y a partir de este se puede calcular la hora de la salida y puesta del sol y la duración de horas con sol al día, como indica la ecuación 2.15:

$$Hora = 12 \pm (\omega_o * 24 / 360) \dots\dots\dots (Ec. 2.15)$$

La duración del día, como diferencia de la hora del *alba* y del *crepúsculo*, establece el número máximo de horas de sol cada día, esto nos indica el tiempo en que contamos con el recurso solar, por ello para Mexicali las horas de soleamiento diarias, sin contemplar las sombras y los obstáculos se muestran en la figura 2.8.

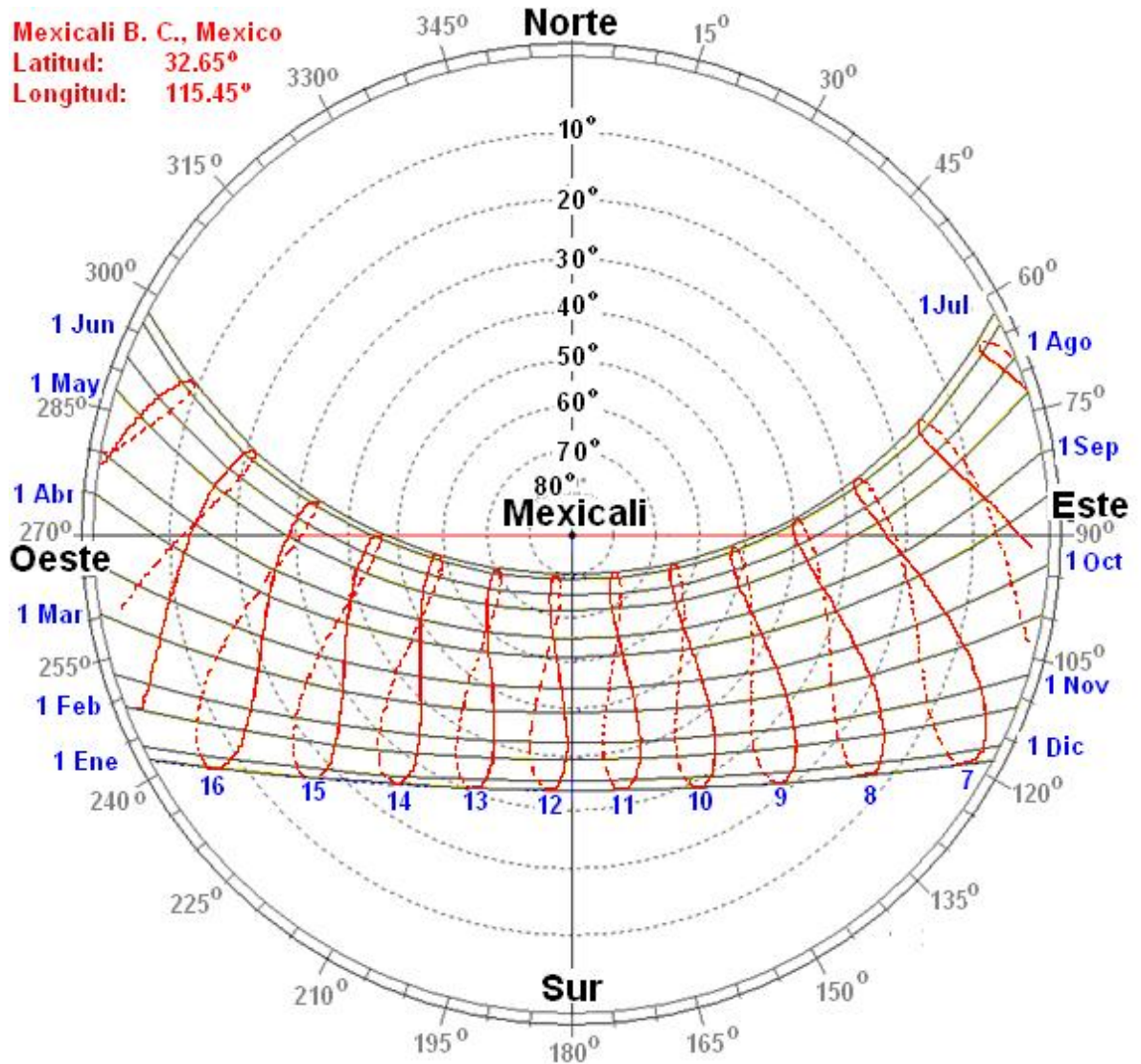


Fuente: Elaboración propia.

Figura 2.8 Horas con sol diarias en Mexicali.

Tal y como puede apreciarse, el número máximo de horas de sol diarias para esta latitud varía entre 14 horas con 9 minutos en verano (21 de junio) y 9 horas con 51 minutos en invierno (21 de diciembre) con un promedio anual 12.00 horas de sol al día. Comparando con las horas de sol reales, estas cifras indican que las horas efectivas de sol alcanzan el 50% de la media total anual.

Como ya podemos calcular la posición del sol para cualquier momento, a continuación en la figura 2.9, se muestra la carta estereográfica para Mexicali donde se observan las trayectorias aparentes del sol para los días primeros de cada mes, donde los círculos concéntricos representan la altura solar para cada hora del día representada con las curvas de color rojo, y el ángulo azimutal está representado por las marcas exteriores, tomando como referencia 0° en el norte y 180° en el sur.



Fuente: Tesis Doctoral Luna (2008).

Figura 2.9 Carta Estereográfica de Mexicali.

2.3 Estudio del clima y recurso solar

Es necesario evaluar el clima porque al trabajar con un colector solar esta directamente ligado a las condiciones bajo las cuales va a trabajar, la más importante es la radiación solar, porque si no se cuenta con la suficiente para lograr satisfacer la necesidad no se justificara la inversión en el sistema. Otras de las variables de importancia son: la temperatura ambiente que influye en las perdidas de calor del colector, la humedad relativa que representa poca afectación, la nubosidad que afecta de manera significativa, porque si se instala un

colector para radiación directa y en un clima que es mayormente nublado, este no funcionará porque no captará la radiación directa. Por ello la importancia de conocer el clima donde se aplicará y trabajará con la energía solar aunque de antemano sabemos que esta es variable.

2.3.1 Visión general

En este trabajo se realiza un estudio del clima de la ciudad de Mexicali Baja California Norte, México. Según la clasificación de Köppen adaptada por (García, 1981), el clima de Mexicali Baja California es del tipo BW(h')hs(x')(e'). El cual indica un clima seco muy extremo, con temperatura media anual mayor a 22 °C y mayor a 18 °C en el mes más frío con régimen de lluvias en invierno como se muestra en la figura 2.10:



Fuente: CONABIO, (1998)

Figura 2.10 Temperatura promedio anual en México.

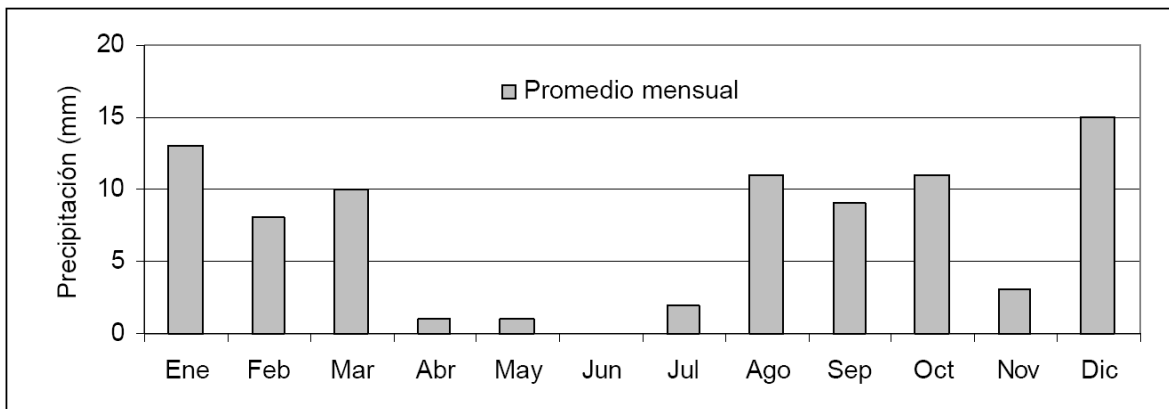
La variación del clima en el territorio mexicano es grande, contiene climas secos a húmedos en una distancia de pocos kilómetros. El trópico de cáncer marca la franja de transición entre el clima árido y semiárido que se presenta hacia el norte.

El clima es un factor muy importante para cualquier proceso que se desee aplicar en la región; sobre todo si consideramos los procesos de calentamiento solar de agua que son muy importantes y dependen de las condiciones climáticas bajo las cuales operan.

2.3.2 Clima de Mexicali

La posición geográfica para Mexicali es 32° 39' latitud norte y 115° 30' longitud oeste y una altura sobre el nivel medio del mar de 4 metros. Se caracteriza por poseer un clima extremoso durante la mayor parte del año. El clima tiene oscilaciones térmicas diurnas y estacionales muy marcadas.

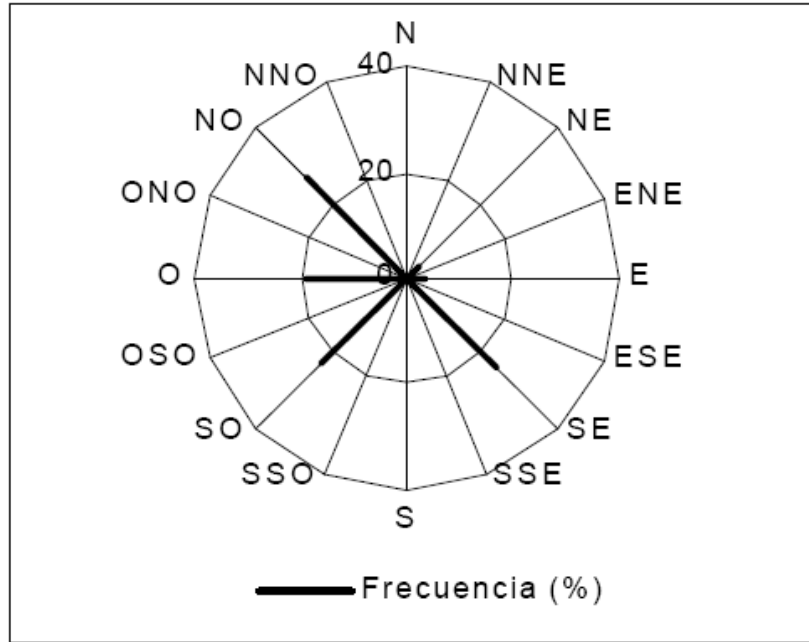
La precipitación media anual es de alrededor de 60 mm, como se puede observar en la figura 2.11, los meses de invierno es cuando se presentan las mayores precipitaciones y con gran ausencia en el verano.



Fuente: Gobierno del Estado de Baja California, (1999)

Figura 2.11 Precipitación promedio mensual Mexicali, 1981-1997.

La figura 2.12 muestra la rosa de vientos en superficie de 1996, construida con información de la Comisión Nacional del Agua. Se observa que el viento dominante con una frecuencia de 27% proviene del noroeste, siguiéndole en orden de importancia los vientos del sureste (24%), suroeste (22%) y oeste (19%). Con menor frecuencia ocurren los vientos que provienen del noreste y del este.



Fuente: INE datos de CNA 1998

Figura 2.12 Rosa de los vientos Mexicali.

Estas frecuencias de los vientos ocurren en el verano proveniente del Sureste (69%) y para el invierno proveniente del Noroeste (31%).

El comportamiento del clima se estudia tomando como base un archivo meteorológico de año típico generado por (Gallegos et al., 2006) con datos medidos del 2000 al 2005, proporcionados por el servicio meteorológico nacional.

Las variables ambientales son: temperatura ambiente, humedad relativa, radiación solar en un plano horizontal y velocidad del viento. Las gráficas se obtuvieron de los valores promedio diario, debido a que los valores promedio mensual en ocasiones no muestran un valor cercano al real, debido a que las desviaciones dentro de un mes pueden ser significativas, por lo que se han manejado el promedio diario.

La temperatura en esta zona es muy variable, así por ejemplo, en el verano se llegan a alcanzar ocasionalmente temperaturas de hasta 50°C, en tanto que en el invierno se tienen registros con temperaturas por debajo de los 0°C. A continuación en la figura 2.13, se muestra el comportamiento de la temperatura para el año típico, con los valores promedio diario, para la temperatura promedio, máxima, y mínima.

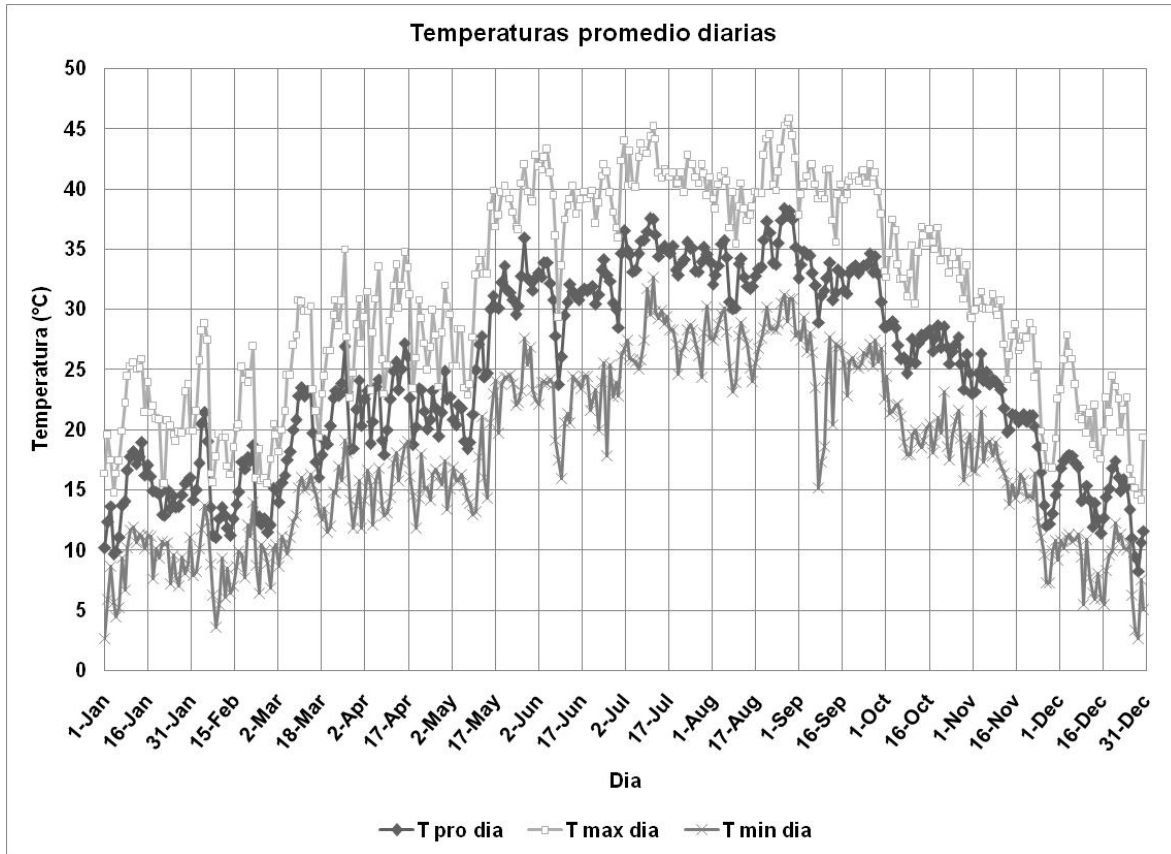


Figura 2.13 Temperaturas promedio diario.

Con los datos se localizó una temperatura promedio anual de 24.5 °C, temperatura máxima extrema de 45.9 °C, la mínima extrema de 2.6 °C, la promedio de máxima y promedio de mínima son 31.2 °C y 17.8 °C respectivamente. Donde los meses críticos que forzosamente requieren calentamiento de agua son del 1 de Noviembre al 15 de Mayo.

La siguiente variable a analizar es la humedad relativa, en la que los datos obtenidos como promedio diario de igual forma que la temperatura son los siguientes: humedad promedio anual de 38%, la máxima extrema de 100%, la promedio de máxima 59%, mínima extrema 3% y la promedio de mínima 23%. Estos valores representados en la grafica 2.14, en donde observamos que los meses de invierno son más húmedos y los de verano se puede decir que secos, ya que las humedades son de 35% en promedio.

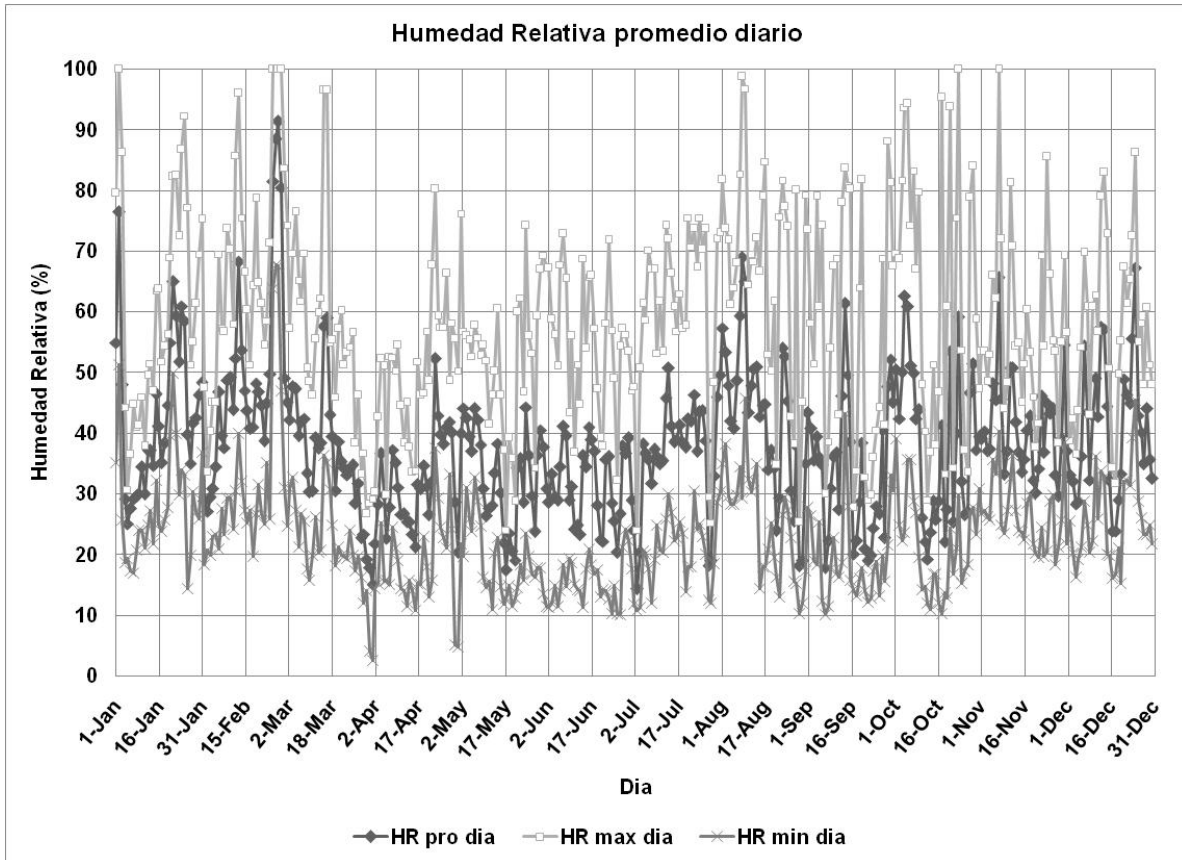


Figura 2.14 Humedad relativa promedio diario.

En el estudio de las variables del clima anteriores encontramos que la ciudad de Mexicali se caracteriza por presentar inviernos muy fríos y veranos muy calurosos, lo cual puede utilizarse para algún tipo de mecanismo de climatización. Resulta conveniente analizar las características del recurso solar para incorporarla al estudio teórico para el calentador solar de agua.

Con tal fin se ha estimado para cada día del año la radiación solar incidente sobre un plano horizontal, lo que desde un punto de vista formal se denomina insolación, esta magnitud representa la radiación solar global (suma de la radiación difusa y directa) que se recibe sobre una superficie determinada durante un determinado intervalo de tiempo. Dicho de otra forma representa la exposición a la energía radiante del sol. Este valor se muestra en la grafica de la figura 2.15.

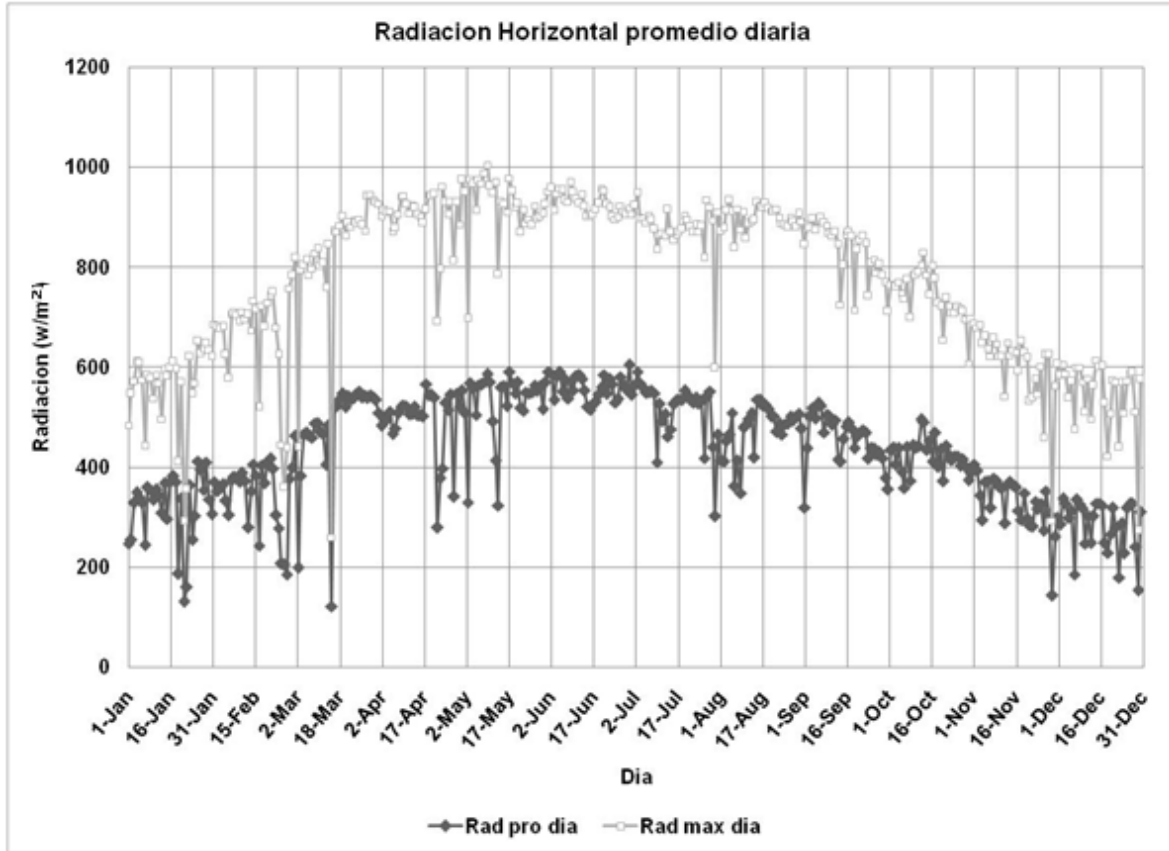


Figura 2.15 Radiación promedio diaria en plano horizontal.

En la figura 2.15 se muestra que la radiación promedio anual es de 434.23 W/m^2 , la máxima promedio de 775.19 W/m^2 , y la máxima extrema en el plano horizontal de 1,005.00 W/m^2 , presentándose los mayores valores en el mes de Mayo.

A partir de los resultados obtenidos del estudio del clima y en base a que los requerimientos de agua caliente en la ciudad de Mexicali son básicamente para el periodo de invierno; se considera desde el 1 de noviembre hasta el 15 de Mayo como tal; para este periodo los valores promedios en plano horizontal son los que se muestran en la tabla 2.3, cabe señalar que los valores de radiación en un plano inclinado es mayor que la mostrada en plano horizontal, sobre todo si el colector se posiciona con la inclinación adecuada para la época en que se utilizara el colector.

Tabla 2.3 Valores promedio para la temporada de invierno.

	periodo de invierno				
	min ext	pro min	pro	pro max	max ext
rad			373.87	681.44	961.80
Hum	2.56	25.24	40.24	58.22	100.00
Temp	2.60	11.76	17.74	23.93	35.00

Para la inclinación del colector se considera como regla empírica tomar como base la latitud del lugar, en este caso la inclinación para Mexicali será: (latitud 32.65°) y la inclinación para las diferentes temporadas se calcula como indica la ecuación 2.16.

Para el verano

Para el promedio
anual

Para el invierno

$$\beta = \phi + \frac{\phi}{2};$$

$$\beta = \phi ;$$

$$\beta = \phi - \frac{\phi}{2} \dots (Ec. 2.16)$$

Como también ya se estudio la geometría solar se puede enfatizar más en la mejor inclinación para esta temporada por lo que utilizando el sistema de ecuaciones mencionadas en la geometría solar, se encuentra que la mejor inclinación del colector para no requerir otro ajuste a lo largo de un año es de 32.65°. Si se desea colocar el colector para ganar más energía en el periodo de invierno (noviembre a abril) es de 43.31°. Esta inclinación especifica es muy similar a la proporcionada por la regla gruesa (ec 2.16), pero la ventaja de obtenerla mediante la geometría solar es que se puede calcular para cualquier periodo de meses o días, donde se tenga la mayor demanda.

2.4 Colectores solares térmicos

Un colector solar es un intercambiador de calor que transforma la energía radiante del sol en calor que se transfiere a un fluido (generalmente agua o aire); los colectores se pueden clasificar de varias formas, por su nivel de temperatura (Ibáñez et al., 2005), por nivel de concentración (C), si posee o no seguimiento solar, entre otros.

Para un colector no concentrador (C=1), se maneja que el área de apertura es igual al área de absorbedor, lo cual indica que no hay aumento de la intensidad

de la energía del sol respecto a la que llega al absorbedor. Un colector concentrador ($C > 1$), usualmente tiene una superficie reflectante cóncava y focaliza la radiación incidente en un área pequeña, incrementando el flujo de energía por unidad de área del absorbedor. Esta se puede calcular con la ecuación 2.17 (Duffie y Beckman, 1980):

$$C = \frac{A_{ap}}{A_{abs}} \dots\dots\dots(2.17)$$

Donde:

C = Concentración.

A_{ap} = Área de apertura.

A_{abs} = Área del absorbedor.

Los colectores solares se pueden clasificar en concentradores y en colectores sin concentración, dentro de los que se encuentran:

Colectores sin concentración:

- Colectores de polipropileno
- Colectores de placa plana (con una o dos cubiertas).
- Colectores de placa plana con aislamiento térmico transparente (TIM).
- Colectores de tubos evacuados (gas de baja conductividad o aislamiento de vacío).
- Colectores con tubos de calor (con o sin vacío).

Colectores concentradores:

- Concentradores de cilindro parabólico CCP (foco lineal).
- Concentradores parabólicos compuestos CPC (estacionarios o con seguidor solar).
- Concentradores de disco parabólico (foco puntual).
- Concentradores fresnel (reflector o refractor con foco puntual o lineal).
- Concentradores de torre central.
- Concentrador Solar tipo Sheffler.
- Concentradores de globos de plásticos metalizados.
- Entre otros menos comunes

Haciendo énfasis solamente en los colectores utilizados para el calentamiento de agua, de los más comunes son los mostrados en la tabla 2.4 (Velázquez, 2002):

Tabla 2.4 Colectores solares térmicos para calentamiento de agua.

Colector solar	Nivel de concentración	Nivel de temperatura	Seguimiento solar	Aplicaciones
Polipropileno	1	25-45 °C	Estacionario	Calentamiento de agua para piscinas
Placa plana	1	25-90 °C	Estacionario	Calentamiento de agua
Placa plana con ² TIM	1	60-100 °C	Estacionario	Calentamiento de agua
Placa plana evacuado	1	60-120 °C	Estacionario	Calentamiento de agua
Tubos evacuados	1	47-187 °C	Estacionario	Calentamiento de agua y de procesos
Tubos evacuados con absorbedor de vidrio	1	45-98 °C	Estacionario	Calentamiento de agua y de procesos
Tubos de calor	1	60-150 °C	Estacionario	Calentamiento de agua y de procesos
³ CPC	1-5	67-237 °C	Estacionario	Calentamiento de agua y de procesos
CPC alta concentración	5-15	67-287 °C	Seguimiento	Calentamiento de agua y de procesos

Fuente: Tesis Doctoral Velázquez (2002)

Existe una gran variedad de colectores solares para el calentamiento de agua, aunque las mencionadas en la tabla 2.4, son las más importantes y de estas

² TIM: Por sus siglas en ingles Aislante Térmica Transparente.

³ CPC: Concentrador Parabólico Compuesto.

se derivan nuevos diseños y arreglos como puede ser la hibridación entre las tecnologías, como el CPC con tubos evacuados, o el contrario tubo evacuado con CPC interno, entre otros. Las aplicaciones que podrían cubrir estos colectores se muestran algunas en la tabla 2.5:

Tabla 2.5 Nivel de temperatura en procesos.

Sector	Proceso	Nivel de temperatura (°C)
Alimentos y bebidas	Secado	30-90
	Lavado	40-80
	Pasteurización	80-100
	Ebullición	95-105
	Esterilización	140-150
	Tratamiento de calor	40-60
Industrial textil	Lavado	40-80
	Blanqueado	60-100
	Teñido	100-160
Industria química	Ebullición	95-105
	Destilación	110-300
	Procesos químicos varios	120-180
Todos los sectores	Pre calentamiento de agua para calderas	30-100
	Calefacción de aéreas de producción	30-80
	Enfriamiento solar por absorción	70-150

Fuente: Untapped potential by Werner Weiss 02-01-06, Renewable Energy World. Earth scan / James & James publications.

2.5 Configuraciones básicas de sistemas solares

Generalmente un sistema de energía solar térmica está constituido por varios subsistemas, que a su vez pueden considerarse como sistemas interdependientes conectados entre sí. Estos distintos subsistemas son:

- El subsistema de captación: En este caso es nuestro calentador solar CPC.
- El subsistema de acumulación: Un depósito para acumular el agua caliente generada, este debe ser diseñado considerando almacenar la energía por un periodo de tiempo, cuando no se cuente con la energía solar, y esto depende de la aplicación.

- El subsistema hidráulico: Bombas y tuberías por donde circula el fluido de trabajo, o podría ser también un sistema que trabaje con el régimen de termosifón.
- El subsistema de control: Que en los sistemas de circulación forzada con bombas se encargará de ponerlas en marcha y pararlas.
- El subsistema de energía auxiliar: Hay ocasiones que la viabilidad económica de la instalación solar exige que no se pueda satisfacer la demanda energética en todo momento, por lo que es necesario colocar un sistema de respaldo de energía auxiliar.

Existen una gran variedad de arreglos para la colocación de los sistemas de Calentamiento Solar de Agua (CSA), aunque solo se mencionaran tres tipos de configuración básica, de los cuales se derivan otros arreglos:

Sistemas por termosifón

En los sistemas por termosifón, la circulación en el circuito primario solar se efectúa por convección natural, debido a las diferencias de densidad entre el fluido de trabajo caliente y frío, como se muestra en la figura 2.16. Este principio se denomina circulación por termosifón, funciona sin bombas o controles o sea sin necesidad de energía eléctrica auxiliar y por lo tanto, pueden utilizarse en lugares donde no se dispone de red eléctrica.

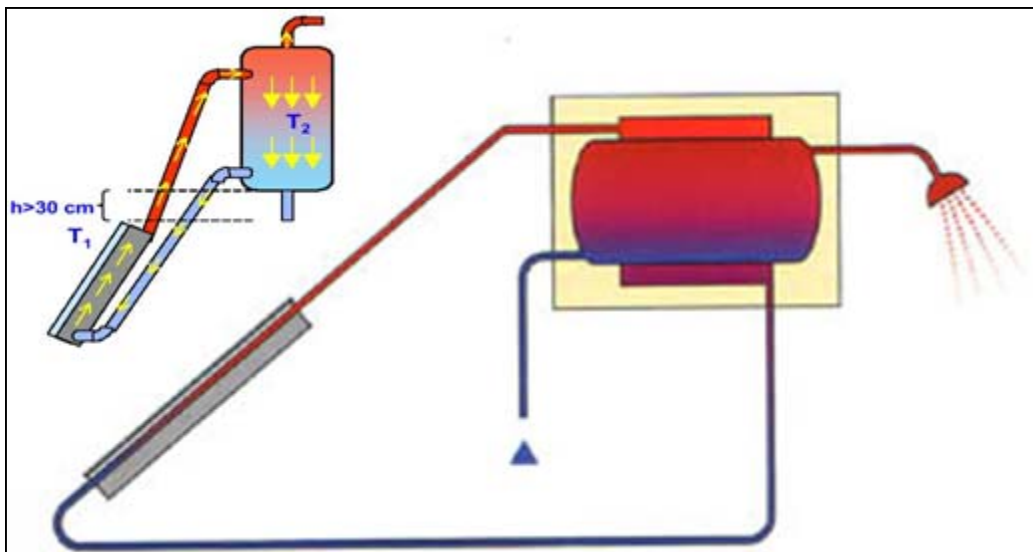


Figura 2.16 Arreglo de flujo en termosifón.

Los sistemas por termosifón son los más económicos que existen y muy apropiados para instalaciones pequeñas.

Instalaciones con circulación forzada

Las instalaciones de este tipo de arreglos son para capacidades más altas como puede ser para dos o más viviendas, aplicaciones comerciales o industriales donde se tenga un área de captación de aproximadamente 10m^2 y un acumulador de unos 500 litros. Estos sistemas ya no funcionan por termosifón, sino que la circulación del fluido será forzada por una bomba, como se muestra en la figura 2.17:

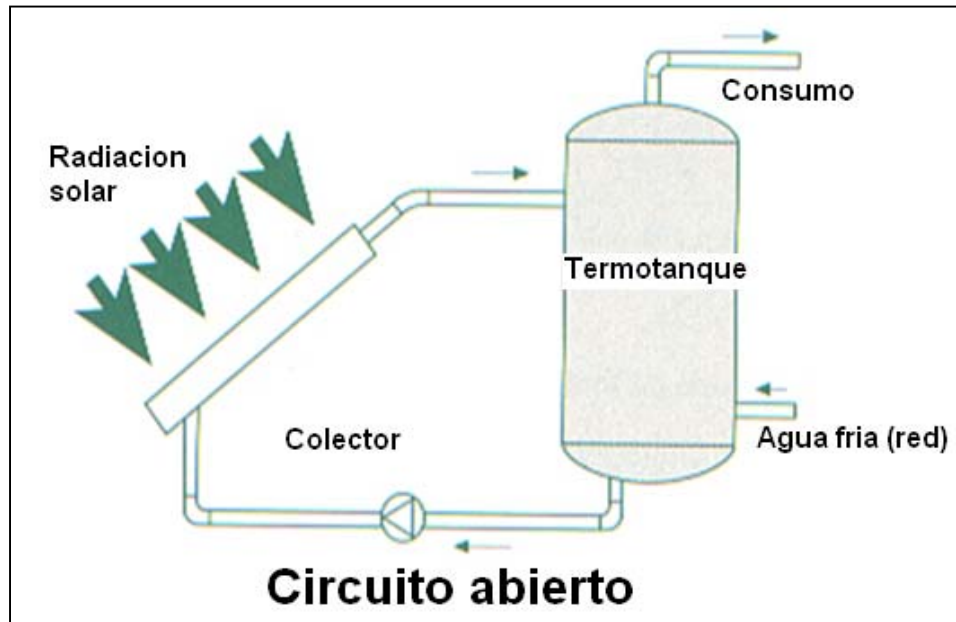


Figura 2.17 Sistema de flujo forzado.

Instalaciones con circulación forzada y circuito de calentamiento independiente

Esta es con un circuito independiente en el colector donde utiliza un intercambiador de calor para transferir la energía ganada en el circuito de colectores al agua de servicio, como se indica en la figura 2.18. La otra forma de circulación forzada es tanto en el sistema de calentamiento como en el de agua de servicio las cuales intercambian el calor con un intercambiador externo al termostanque como se muestra en la figura 2.19.

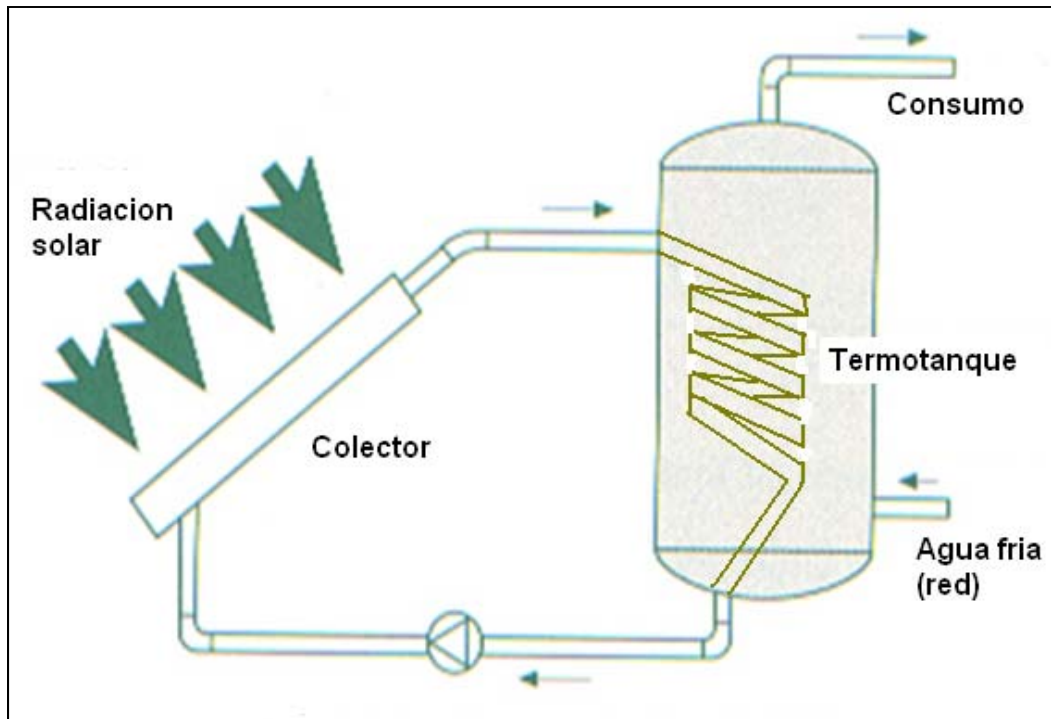


Figura 2.18 Sistema de flujo forzado con intercambiador interno.

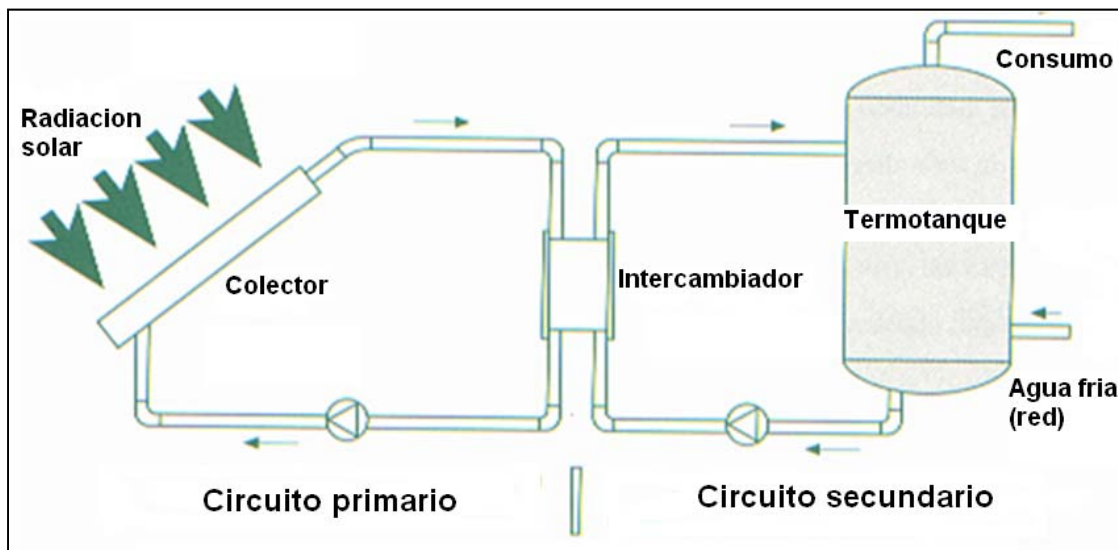


Figura 2.19 Sistema de flujo forzado con intercambiador externo.

Los esquemas anteriores se complementan cuando se les coloca el resto de los subsistemas como es el calentador auxiliar, ya sea de gas o electricidad, el cual puede ser instalado en serie o paralelo con el termotanque, aunque es más eficiente en serie, así se aprovecha al máximo el agua calentada con la energía solar. También pueden hacerse arreglos de circuito independientes del calentador auxiliar o pueden utilizarse mas intercambiadores de calor para no mezclar las

corrientes en caso de manejar diferentes fluidos de trabajo o para diferentes aplicaciones como es el servicio de calentamiento de agua y calefacción; calentamiento de agua sanitaria y enfriamiento de aire (por absorción). Algunos ejemplos de las configuraciones mencionadas se muestran los esquemas de las figuras 2.20 a la 2.22. Aunque en estos sistemas entre mayor número de subsistemas, se incrementa el costo inicial de mantenimiento y de operación al requerir en cada sistema independiente una bomba de circulación forzada, energía auxiliar, entre otros servicios.

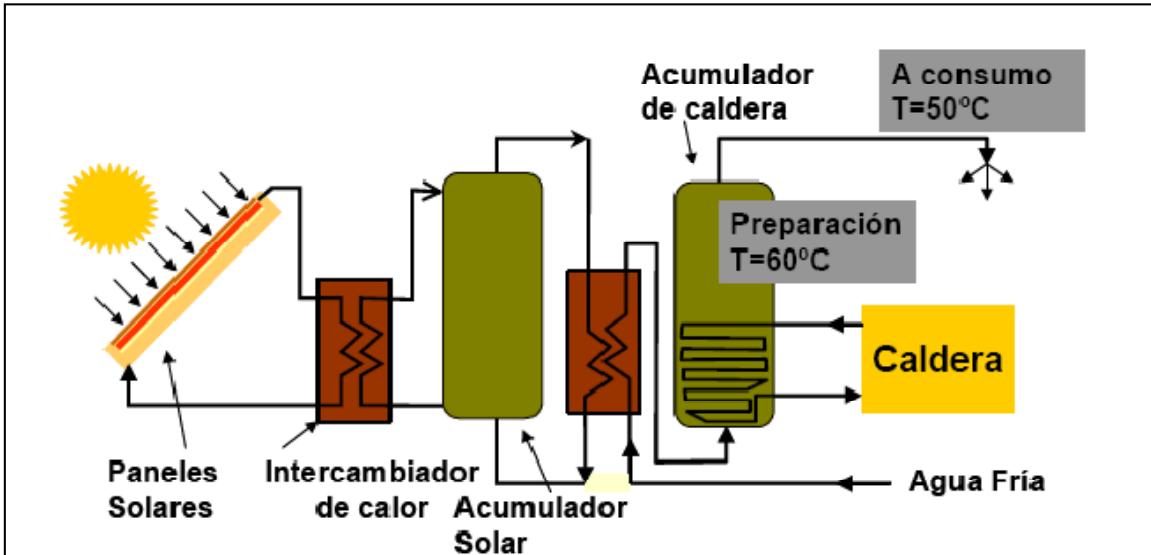


Figura 2.20 Sistema con doble acumulación y tres circuitos independientes.

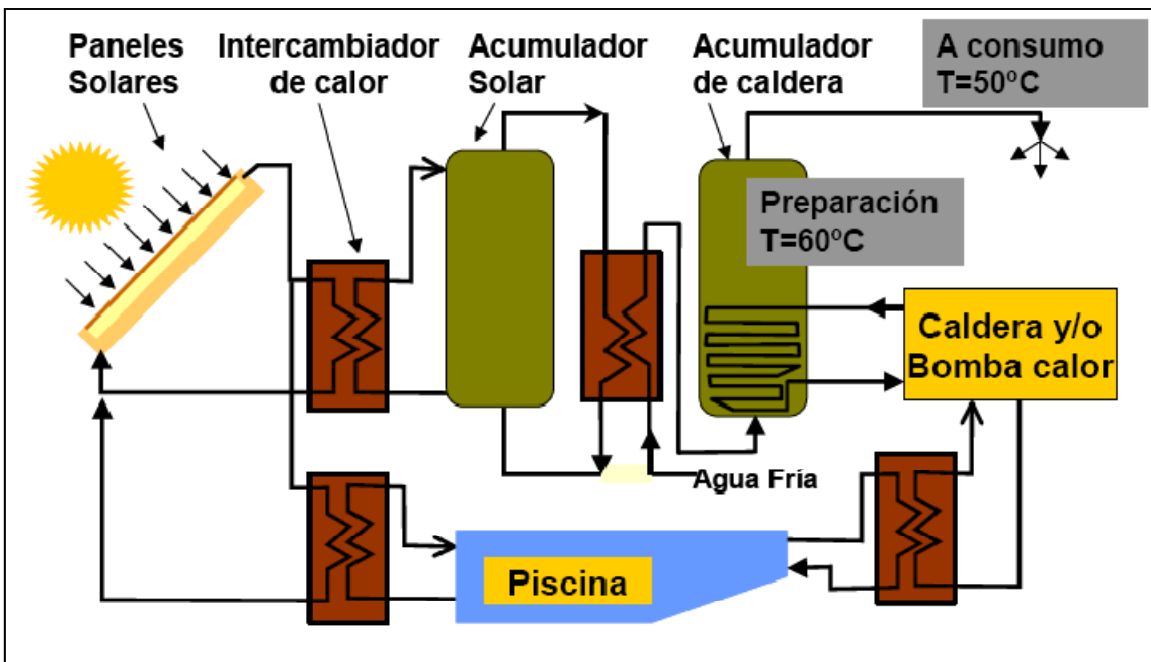


Figura 2.21 Sistema para agua caliente sanitaria y calentamiento de piscinas.

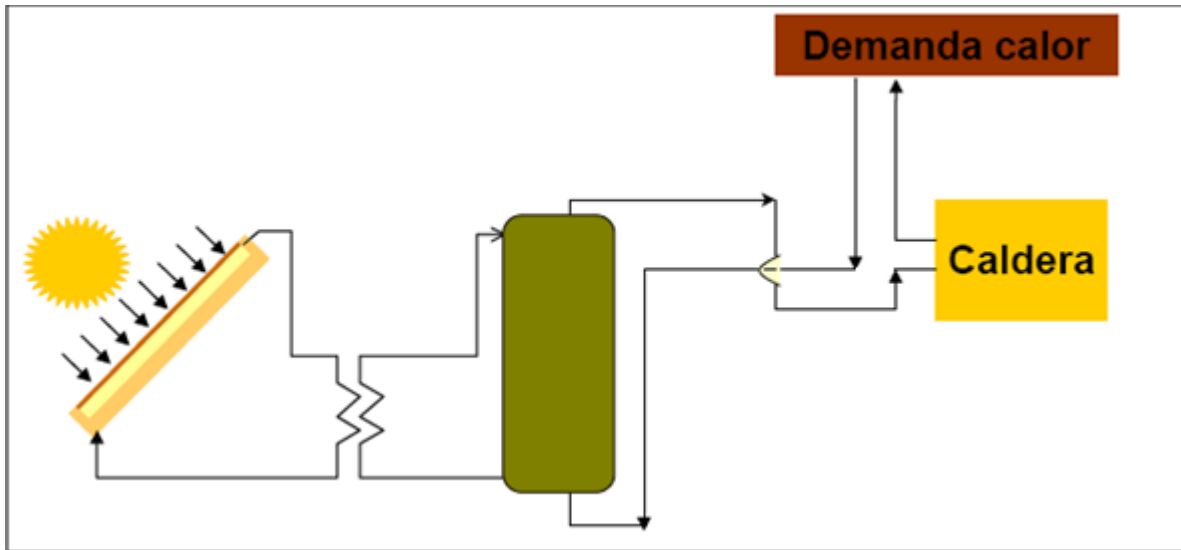


Figura 2.22 Sistema para precalentamiento de calderas.

2.6 Dimensionamiento de sistemas solares

Para lograr tener éxito en el dimensionamiento de los sistemas de calentamiento solar de agua influyen dos factores. El primer factor es el nivel de radiación solar en el lugar de instalación del calentador de agua y el segundo factor es el diseño del colector solar. La combinación de ambos factores determina el costo del sistema. Estos costos se reducen notablemente en zonas de alta incidencia solar.

Existen diferentes criterios para el correcto dimensionamiento del CSA, estos criterios están basados en experiencias en la evaluación de un sistema prototipo, una investigación teórica o un estudio mediante simulación.

Un aspecto importante a tener en cuenta en el diseño de calentadores solares es el régimen de uso del agua caliente, ya que éste puede variar debido a diversos factores. Por ejemplo, solo el uso del agua caliente en las primeras y últimas horas del día, el uso durante una jornada de trabajo, entre otros.

Estas dos formas de uso del agua caliente se denominan sistema puntual y sistema continuo respectivamente. El sistema continuo es más eficiente y menos costoso que el sistema puntual; esto se debe básicamente a dos condiciones: en el sistema continuo se utiliza un depósito de almacenamiento de menor capacidad, y la temperatura del agua almacenada es menor, por lo que las pérdidas de calor se reducen notablemente.

En el diseño de sistemas de calentamiento es necesario disponer de datos que definen el sistema los cuales están representados por:

- Radiación solar.
- Demanda energética.
- Numero de colectores.
- Volumen y aislamiento del depósito de almacenamiento.

Radiación solar

El conocer muy bien la irradiancia solar de la zona y los períodos de uso del agua caliente, son los factores más importante en el dimensionamiento, ya que como consecuencia de las estaciones climáticas, los valores de la radiación solar cambian para cada época del año y este valor está directamente ligado al tamaño del sistema de colección.

Demanda energética

Es la energía necesaria para elevar la temperatura de un volumen determinado de agua, desde una temperatura inicial (T_i) hasta una temperatura de consumo (T_f) (Guevara, 2003) y puede ser determinado a partir de la ecuación 2.18.

$$Q_u = m C_p(T_f - T_i) \dots\dots\dots(Ec. 2.18)$$

Donde:

- Q_u : Demanda energética (kJ/día)
- m : Masa de agua a calentar en un día(kg/día)
- C_p : Capacidad calorífica del agua (kJ/kg °C)
- T_i : Temperatura inicial del agua (°C)
- T_f : Temperatura de consumo del agua (°C)

Donde la masa de agua m está dada por la ecuación 2.19:

$$m = n_p V_p \rho_{agua} \dots\dots\dots(Ec. 2.19)$$

Donde:

- n_p : Número de personas (personas/día)
 - V_p : Volumen de agua *per cápita* (lt/persona)
 - ρ_{agua} : Densidad del agua (kg/m³)
- El volumen de agua per cápita V_p es la cantidad de agua que necesita una persona diariamente, este volumen varía en un rango de 20 a 60 litros.

Número de colectores

En la determinación del número de colectores del sistema de calentamiento de agua, es necesario conocer el área de captación y la eficiencia global del colector a utilizar. Con la ecuación 2.20, se calcula el área necesaria para captar la energía solar suficiente para que pueda satisfacer la demanda, esta área también depende de la radiación global y de la eficiencia total del sistema de calentamiento de agua (Guevara, 2003).

$$A_{cap} = \frac{Qu}{G_t \eta_g} \dots\dots\dots(Ec. 2.20)$$

Donde:

- A_{cap} : Área de captación (m²)
- G_t : Radiación solar (KWh/m²)
- η_g : Eficiencia global diaria del sistema (%)

La eficiencia global del sistema de calentamiento es la relación entre la cantidad de energía empleada para elevar la temperatura del agua en el depósito de almacenamiento (Q_d) y la energía solar que incide sobre un área determinada (I_d) y se calcula con la ecuación 2.21.

$$\eta_g = \frac{Q_d}{I_d} \dots\dots\dots(Ec. 2.21)$$

Con la ecuación 2.22 se determina la cantidad de colectores necesarios para satisfacer la demanda energética está determinada por la relación:

$$N_c = \frac{A_{cap} FS}{A_c} \dots\dots\dots(Ec. 2.22)$$

Donde:

- N_c : Número de colectores
- A_{cap} : Área captación (m²)
- A_c : Área de un colector (m²)
- FS: Factor de seguridad o de proyección de demanda (1 - 1,5)

Volumen y aislamiento del depósito de almacenamiento

La temperatura a la que almacena el agua, se denomina temperatura equivalente (T_{eq}), la cual varía en función de la temperatura del agua fría. Sin embargo el incremento de temperatura, es decir la temperatura equivalente menos la temperatura del agua fría, es un valor aproximadamente constante para cada sistema, 30 °C en el sistema puntual y 20 °C en el sistema continuo.

Con el valor de temperatura equivalente se recalcula la demanda energética y se obtiene otro valor de la masa de agua, que se denomina masa de agua a

almacenar. En los cálculos se reemplaza el valor de la temperatura de consumo por el de la temperatura equivalente y el valor de la masa a calentar por el de masa a almacenar. El volumen del depósito está determinado por la masa de agua a almacenar y por el tipo de uso, ya sea un sistema puntual o un sistema continuo. En el sistema puntual, el volumen se calcula 15% más que la masa de agua a almacenar en un día, como se indica en la ecuación 2.23.

$$V_{dep} = 1.15 M \dots\dots\dots(Ec. 2.23)$$

Donde:

V_{dep} : Volumen del depósito de almacenamiento (litros)

M: Masa de agua a almacenar (kg/día)

En el sistema continuo, el volumen se calcula 20% de la masa de agua a almacenar; sin embargo, por detalles constructivos la capacidad del depósito no debe ser menor a 80 litros.

El objetivo básico del diseño de un sistema de aprovechamiento solar ha de ser el de suministrar al usuario una instalación solar que este dentro de las restricciones de costes:

- Maximice el ahorro energético global de la instalación en combinación con el resto de equipos térmicos del edificio.
- Garantice una durabilidad y calidad suficientes.
- Garantice un uso seguro de la instalación.

Para maximizar el ahorro energético y dado que los colectores solares tienen mejor rendimiento trabajando a bajas temperaturas, es recomendable la conexión entre el sistema solar y el sistema de apoyo convencional de tal manera que el sistema solar siempre trabaje a la temperatura más baja posible. Esto nos llevará a conectar la instalación solar en serie con el sistema de apoyo y siempre por delante de éste.

Filename: 6. Capitulo 2.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 3/19/2009 11:19:00 AM
Change Number: 65
Last Saved On: 1/13/2010 11:59:00 AM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 3,495 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:15:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 33
Number of Words: 6,949 (approx.)
Number of Characters: 34,331 (approx.)

Capítulo 3. Concentrador Parabólico Compuesto

En este capítulo se muestra el concentrador tipo CPC, sus componentes, su principio de funcionamiento y el modelado matemático, dentro del cual se incluye la geometría, la óptica, los flujos de calor internos y externos para poder lograr la solución en la simulación numérica. En la parte final se muestra el algoritmo de solución. Esto nos ayudara para llevar a cabo las corridas teóricas y explorar las variables que más afectan la eficiencia de este concentrador.

3.1 Descripción de un concentrador tipo CPC

El calentamiento de agua mediante energía solar más allá de ser una alternativa ecológica se ha convertido en una tecnología económicamente atractiva y competitiva. Además es una nueva forma de satisfacer necesidades térmicas de una manera eficiente sin dañar al medio ambiente; lo que ha provocado desarrollo e investigación en tecnologías solares fototérmicas. Este tipo de tecnologías existe para muchas aplicaciones (agua sanitaria, agua para procesos, precalentamiento para calderas, suministro de algún equipo térmico, calefacción, etc.) y para los diversos sectores (domestico, comercial e industrial), ya que en todos existe alguna necesidad de agua caliente, vapor u otro proceso térmico.

Entre los colectores solares más comunes para el calentamiento de agua se encuentran los colectores de placa plana, los cuales poseen características no favorables para lograr niveles medios de temperatura debido a su característica de no concentración; en consecuencia, para obtener una temperatura mayor que la alcanzada en el placa plana, se hace necesario incrementar la intensidad de la energía solar. Esto se puede lograr disminuyendo el área por donde ocurren las pérdidas de calor, e interponiendo un dispositivo óptico entre la fuente de radiación (sol) y la superficie absorbedora, que debe ser pequeña comparada con la del dispositivo óptico. Esta es precisamente la función que desempeñan los colectores concentradores, de esta manera en el absorbedor podemos tener densidades de energía que van desde uno hasta varias veces la radiación solar que llega al sistema óptico.

Los sistemas de concentración fijos poseen la ventaja contra los de alta concentración, desde el punto de vista ingenieril, ya que estos no requieren orientarse continuamente al sol de manera precisa mediante un mecanismo de seguimiento solar, lo que provocaría un aumento en la inversión inicial y en costo de operación por los motores de seguimiento. Por otra parte, el acabado de las superficies que constituyen el sistema óptico no sólo debe ser de buena calidad, sino que debe mantener sus propiedades por largos períodos de tiempo sin ser deterioradas por el polvo, lluvia y medio ambiente, donde generalmente existen componentes oxidantes y corrosivos.

En resumen podemos decir que los problemas de operación que acabamos de mencionar, junto con los costos elevados de los materiales utilizados en este tipo de colectores de alta concentración, ha hecho que su uso no sea muy generalizado para el calentamiento de agua, sino para aplicaciones mayores. Esto ha dado cabida a que se trabaje en los colectores con concentradores fijos, específicamente en el concentrador parabólico compuesto (CPC) simétrico. Estos no tienen las desventajas ya mencionadas que poseen los colectores de enfoque, además captan la radiación directa y difusa, también por ser dispositivos concentradores ocupan menor espacio de captación a diferencia de los colectores de placa plana para satisfacer la demanda energética, aunque sólo permiten incrementos moderados de la concentración de la radiación solar.

Para hacer una buena elección de los componentes del colector, hay que conocer las características de los elementos que lo constituyen. Esta información es útil para poder evaluar la calidad de las propiedades ópticas de los mismos y elegir el más adecuado para su construcción. El CPC está compuesto por cinco elementos principales: la cubierta transparente, el reflector concentrador, el tubo absorbedor de la radiación, el aislante y la caja metálica, las cuales se describen a continuación.

3.1.1 Cubierta Transparente

Este elemento juega un papel muy importante, por una parte es la encargada de producir el efecto invernadero, además de reducir las pérdidas de calor por convección hacia el ambiente y proteger al resto de los componentes internos de la intemperie. Para evitar pérdidas al ambiente y los esfuerzos térmicos es necesario realizar una buena unión de la cubierta con la caja metálica, mediante la utilización de empaques.

El efecto invernadero logrado por la cubierta, consiste en que una parte de la radiación que la ha atravesado llegue a los componentes en el interior y sea reflejada de nuevo hacia la cubierta transparente, con una longitud de onda larga para la cual ésta es opaca, con lo que se consigue retener la radiación en el interior y regresarla nuevamente al absorbedor; en la figura 3.1, se muestra la interacción de la radiación solar en la cubierta.

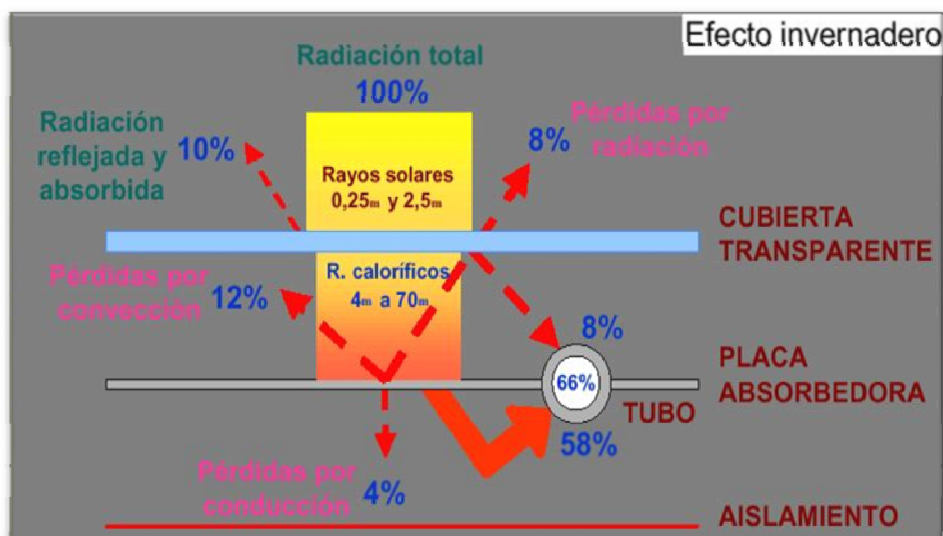


Figura 3.1 Radiación transmitida y absorbida en la cubierta.

Las propiedades que deben poseer las cubiertas en las aplicaciones de la energía solar térmica:

- Alta transmitancia de la radiación solar, en la banda de 0.3 a 3 μm , esto se logra con un vidrio con bajo contenido de hierro porque tal elemento absorbe la radiación en esa longitud. Este valor debe conservarse con el paso del tiempo y bajo las condiciones ambientales.
- Bajo coeficiente de transmisión y alto coeficiente de reflexión para las ondas largas, superiores a 3 μm , para que la radiación reflejada por los componentes no pase la cubierta hacia el exterior, sino sea rebotada hacia el interior.
- Bajo coeficiente de conductividad térmica, que dificulte el paso de calor por conducción desde la superficie interior hacia la exterior, minimizando así las pérdidas.

Se puede usar una doble cubierta o aumentar su espesor para tratar de minimizar las pérdidas por convección, pero estas soluciones aumentan las pérdidas por absorción de la energía solar incidente, además de encarecer el

costo total colector. En general se puede decir que la doble cubierta es tanto más interesante cuanto más baja sea la temperatura exterior y más fuerte sea el viento.

El principal material utilizado es el vidrio, por sus propiedades de ser transparentes a la radiación de onda inferior a $3\mu\text{m}$ y opacos a las radiaciones superiores. Existen numerosas variedades de vidrio que se distinguen por su composición química, sus características mecánicas y ópticas, etc. Se debe elegir los vidrios templados, ya que mejoran sus propiedades mecánicas sin alterar a las ópticas. Para mejorar la transmitancia se busca que el vidrio contenga el mínimo contenido de hierro, porque este absorbe la radiación solar. También pueden utilizarse materiales plásticos, estos pueden ser en forma de películas flexibles o en forma de placa rígida; sus características principales son: baja densidad, mala conductividad térmica, coeficiente de dilatación lineal bajo y no poseen resistencia a temperaturas elevadas. Además, sufren deterioro físico e inestabilidad química bajo la acción de los elementos exteriores.

A este elemento se le pueden mejorar las propiedades ópticas agregando tratamientos especiales, aunque el problema de estos tratamientos es el encarecimiento de los colectores solares; tales como el antirreflectante sobre la superficie exterior para disminuir las pérdidas por reflexión de los rayos solares incidentes, tratamiento sobre la superficie interior para que refleje las radiaciones de onda larga y no impida el paso de la radiación de onda corta y el aislante térmico transparente (TIM, por sus siglas en inglés) para evitar los flujos convectivos y minimizar las pérdidas de calor.

3.1.2 Reflector

El reflector es el encargado de dirigir la radiación solar hacia el tubo absorbedor, la reflexión de la radiación puede ser de tres tipos como se muestra en la figura 3.2.

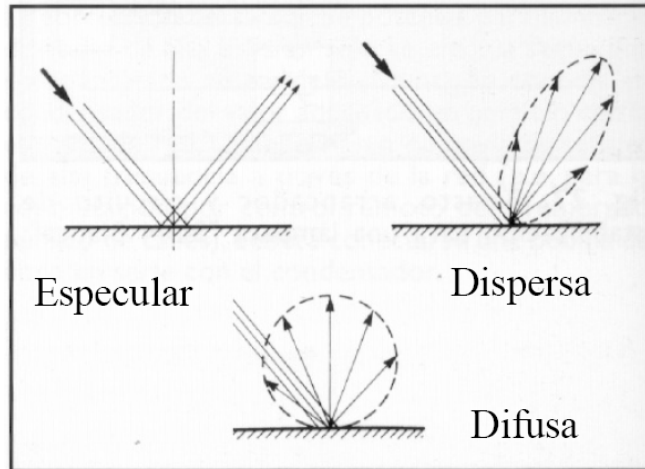


Figura 3.2 Tipos de reflexión.

La geometría del reflector del CPC es muy importante, la cual hace que todos los rayos incidentes con un ángulo menor al de aceptación sean interceptados por el absorbedor; este debe tener una alta reflectancia y baja absorbancia para que rebote la mayor parte de la radiación; y conservar las propiedades a través del paso del tiempo. Además el reflector debe estar colocado separado del absorbedor para no servir como puente térmico. Entre las propiedades que debe tener la superficie reflectiva están:

- Alta reflectancia de la radiación solar, en la banda de 0.3 a 3 μm . Este valor debe conservarse con el paso del tiempo y bajo las condiciones ambientales.
- Baja absorbancia de la radiación, baja emitancia y bajo coeficiente de conductividad térmica, que dificulte el paso de calor por conducción desde la superficie interior hacia la exterior, minimizando así las pérdidas.

La superficie no debe tener imperfecciones, porque esto provocaría que los rayos solares sean reflejados de forma dispersa o difusa y no llegar al punto de interés.

Los principales materiales utilizados como reflectores son:

- **Espejos:** Son espejos hechos con el método tradicional, por su gran resistencia y la duración de sus propiedades son buenas.
- **Lamina:** Se presentan bajo la forma de películas flexibles de algunas décimas de milímetros de espesor, o bajo forma de placa rígida de algunos milímetros. Sus características principales que debe poseer son: baja densidad, alta conductividad térmica, coeficiente de dilatación lineal bajo y

resistencia a temperaturas elevadas. Además debe soportar el deterioro físico y químico por la acción de los elementos que hay en el ambiente.

3.1.3 Tubo Absorbedor

Este elemento tiene por misión absorber de la forma más eficiente posible la radiación solar y transformarla en energía térmica, utilizable mediante transferencia al fluido caloportador. Por lo que debe tener un alto coeficiente de conductividad térmica y resistir las presiones generadas en el equipo.

Existen diferentes modelos para los concentradores CPC, de los cuales los más usados son:

- **Absorbedor tubular:** Este es el absorbedor básico, consta de un tubo colocado en el foco del reflector por el cual circula el fluido caloportador.
- **Absorbedor tubular con aletas en forma de V invertida:** Este es una adecuación al diseño básico, que logra reducir el diámetro del tubo sin dejar de captar toda la radiación entrante y lograr así llevar la energía térmica a menor masa y elevar más su temperatura.

Pueden utilizarse una variedad de geometrías y arreglos para el absorbedor, como es el de doble paso, tubo evacuado, tubo de calor, entre otros; pero siempre buscando aumentar la eficiencia del colector.

Como el absorbedor está expuesto a la radiación solar es necesario que posea una alta absorbancia, por lo que se le coloca una capa de diferentes materiales selectivos como:

- **Pintura de color negro** u oscuro que absorbe la radiación solar. Esto presenta el inconveniente de tener un coeficiente de emisión sensiblemente igual al de absorción, por lo que no es recomendable para altas temperaturas.
- **Superficies selectivas.** Posee un coeficiente de absorción de radiación solar alto y un bajo coeficiente de emisión. No existen materiales simples que tengan esta propiedad, por lo que ésta se consigue por medio de superposición de capas o tratamientos especiales a la superficie.

3.1.4 Aislamiento térmico

El reflector por la parte inferior y lateral está protegido por medio de un aislamiento térmico para evitar las pérdidas de calor hacia el exterior.

Las características de estos aislantes deben ser:

- Bajo nivel de conductividad térmica.
- Resistir altas temperaturas sin deteriorarse.
- No degradarse por el envejecimiento o por las condiciones de trabajo.

Los materiales más usados son la fibra de vidrio, la espuma rígida de poliuretano y el poliestireno expandido.

3.1.5 Caja Metálica

Es la encargada de proteger y soportar los elementos que constituyen el colector solar, además de servir de enlace con el edificio, por medio de los soportes. Debe cumplir los siguientes requisitos:

- Rigidez y resistencia estructural que asegure la estabilidad. Es de suma importancia ya que debe resistir la presión del viento y el peso del colector.
- Resistencia de los elementos de fijación mecánica para los esfuerzos a transmitir y química para soportar la corrosión.

Algunas opciones para mejorar la eficiencia del colector es someterlo a vacío en su interior, para evitar las pérdidas por convección.

En la figura 3.3, se muestran los componentes que integran a un colector CPC.

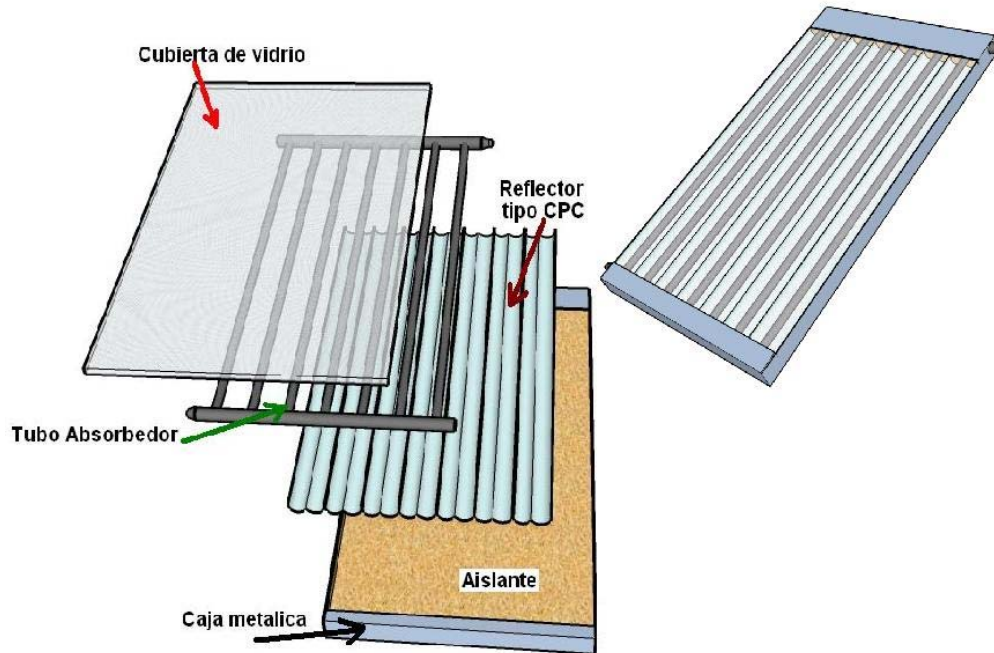


Figura 3.3 Componentes de un CPC.

3.2 Funcionamiento de un CPC

El concentrador parabólico compuesto fue desarrollado en la década de los sesentas y a partir de ahí se han realizado estudios y mejoras a este tipo de concentrador. Se han desarrollado concentradores que pueden ser lineales (2D) o circulares (3D), aunque son potencialmente más útiles los lineales, nos enfocaremos solo al concentrador lineal. También se ha modificado la geometría del reflector de tal manera que hay una gran variedad de ellos por lo que nos enfocaremos al CPC simétrico.

Un CPC está formado por dos parábolas en la que en la parábola 'A' está el foco y eje de la parábola 'B'. Cada parábola se extiende hasta que su superficie sea paralela con el eje del CPC. El ángulo entre el eje del CPC y la línea que conecta el foco de cada una de las parábolas con el extremo opuesto de la misma; es el ángulo medio de aceptación. Si el reflector es perfecto, cualquier radiación que entre en la apertura, con un ángulo igual o menor que el de aceptación será reflejado hacia el receptor ubicado en la base del concentrador por reflexiones entre las dos secciones parabólicas; como se muestra en la figura 3.4.

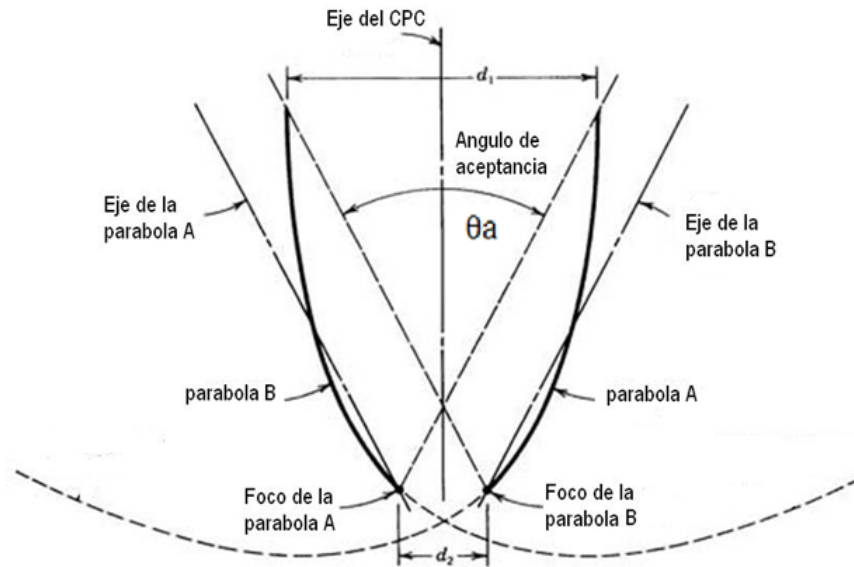


Figura 3.4 Sección parabólica del CPC.

La geometría básica del CPC con absorbedor plano ubicado en la recta d_2 , que va desde el punto focal de la parábola A hasta el foco de la parábola B, como se muestra en la figura 3.4 es la ilustración más simple del principio del rayo de borde, esta técnica permite ser generalizada para los casos con absorbedores de diferentes formas. Este es el principio fundamental de la óptica de concentración de no-imagen y es denominado "el principio de rayo extremo" (Welford y Winston, 1989; Ries y Rabl, 1994).

3.2.1 Principio del rayo extremo

Todos los rayos entrantes con un ángulo de aceptación (θ_a) paralelos al eje de la parábola, por definición, se reflejan en el foco que está situado en el borde de salida. Los rayos entrantes con un ángulo superior a θ_a no van a alcanzar la apertura de salida y van a ser devueltos hacia la entrada. Los rayos entrantes con un ángulo menor a θ_a van a salir todos por la sección del absorbedor (d_2) (entre los focos de las parábolas) que forma la apertura de salida (O'Gallagher, 2008).

La concentración máxima se logra garantizando que los rayos con ángulo máximo extremo de diseño del colector, sean recogidos después de un máximo de una reflexión.

Existen diferentes formas de optimizar un CPC, un ejemplo es si lo truncamos, para que disminuya su altura e incremente la aceptación tanto de la

radiación directa como de la difusa y reduzca el número promedio de reflexiones (Collares et al., 1978).

El número de horas con captación solar durante el día depende del ángulo de aceptación (θ_a), aproximadamente una hora por cada 15 grados. El efecto del truncamiento favorece la respuesta angular, un menor consumo de material y menor número de reflexiones, pero al costo de un coeficiente de pérdidas ligeramente mayor, lo que resulta en una ligera reducción en la concentración.

3.3 Modelo Matemático

Este concentrador no se rige bajo la garantía de concentración mencionada en la ecuación 2.18, debido a que este posee un límite máximo de concentración expresado en función de la segunda ley de la termodinámica y de la conservación del espacio de la fase.

Si consideramos el CPC que se muestra en la figura 3.4, se pueden observar que los espejos son arcos de parábola con focos en los bordes del segmento d_2 y con ejes respectivamente en los segmentos paralelos $d_1 + \theta a$ y $d_1 - \theta a$, consideremos los dos rayos que inciden en los bordes de d_2 desde la dirección $+ \theta a$. Invocando el principio de Fermat, la trayectoria óptica para ambos rayos debe ser la misma, $1 + d_1 \text{sen}(\theta a) = 1 + d_2$. Para el caso $n = 1$, esto significa que la razón de concentración queda en función del ángulo de aceptación (Duffie y Beckman, 1991), como se muestra en la ecuación 3.1:

$$C = \frac{1}{\text{sen} \theta_a} \dots\dots\dots (Ec. 3.1)$$

Cuanto más pequeño sea el ángulo de aceptación, mayor será la concentración y viceversa. Por razones de diseño propias de este tipo de colectores fijos, los ángulos de aceptación en la práctica deben ser amplios. A medida que el ángulo de aceptación se va haciendo pequeño, se hace necesario darle orientación al CPC, además de que la altura que debería tener el colector es demasiado grande y por lo tanto impráctica. Por otro lado, el ángulo de aceptación grande, ofrece algunas ventajas muy importantes:

- Permite la operación del concentrador por períodos de tiempo extensos sin necesidad de ajustar su orientación.

- Permite el empleo de superficies reflejantes no muy precisas.
- Permite la captación y concentración de una mayor porción de la radiación directa y difusa.

3.3.1 Geometría del CPC

Las ecuaciones para obtener el trazado en plano cartesiano del reflector del CPC son descritas por (Rabl en 1976c), las cuales están en función del radio del absorbedor tubular, este nos indica el límite del tubo absorbedor a donde llevaremos la radiación y también son función del ángulo medio de aceptación. El reflector está formado por dos segmentos distintos, una sección de una involuta y un segmento de una parábola, para los cuales los valores para el eje X y Y se describen como se muestra en las ecuaciones 3.2 y 3.3, respectivamente; además las ecuaciones para la distancia ρ , la restricción en cada segmento, para la involuta, en las ecuaciones 3.4 y 3.5; y para la sección de la parábola en las ecuaciones 3.6 y 3.7, todas estas ecuaciones se pueden representar en la figura 3.5.

$$x = r \operatorname{sen} \varphi - \rho \operatorname{cos} \varphi \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.2})$$

$$y = -r \operatorname{cos} \varphi - \rho \operatorname{sen} \varphi \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.3})$$

El valor de la distancia ρ para la Involuta se utiliza la ecuación 3.4 (ver figura 3.5).

$$\rho = r \varphi \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.4})$$

Para,

$$0 \leq \varphi \leq \pi / 2 + \theta_{\max} \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.5})$$

El valor de la distancia ρ para la sección de la parábola es que muestra la ecuación 3.6 (ver figura 3.5).

$$\rho = r \left[\frac{\frac{\pi}{2} + \theta_a + \varphi - \operatorname{cos}(\varphi - \theta_a)}{1 + \operatorname{sen}(\varphi - \theta_a)} \right] \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.6})$$

Para, $\pi / 2 + \theta_{\max} \leq \varphi \leq 3\pi / 2 - \theta_{\max}$ (Ec. 3.7)

Donde ρ es la distancia de la tangente formada desde el punto tangente del absorbedor, a un determinado φ , para el que los valores de X y Y , dibujaran la curva del reflector como se puede observar en la figura 3.5.

También con las ecuaciones descritas anteriormente se pueden diseñar CPC simétricos como es el caso, y asimétricos, lo que nos brinda varias alternativas de estos colectores.

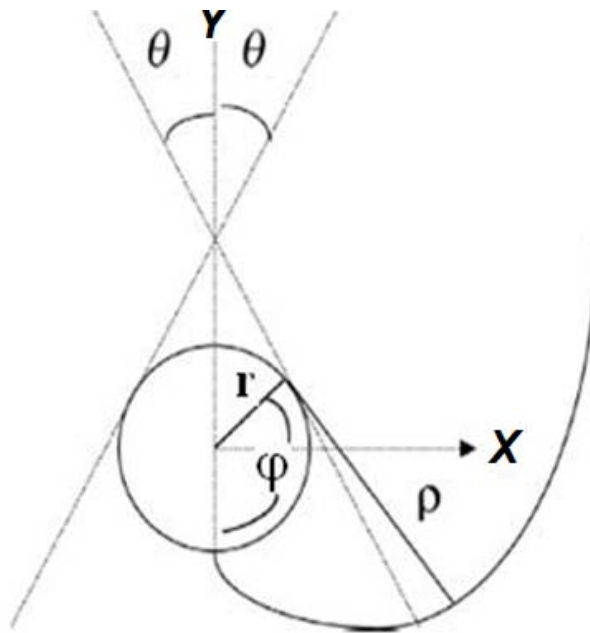


Figura 3.5 Descripción del CPC en coordenadas X y Y.

Esta distancia ρ siempre es una tangente en el tubo absorbedor, para asegurar que cuando la radiación entre al colector con un ángulo de aceptación máximo ó menor será interceptado por la superficie del tubo, como se muestra en la figura 3.6 a), y la que llega con un ángulo mayor al de aceptación será reflejada hacia el exterior, como se indica en la figura 3.6 b).

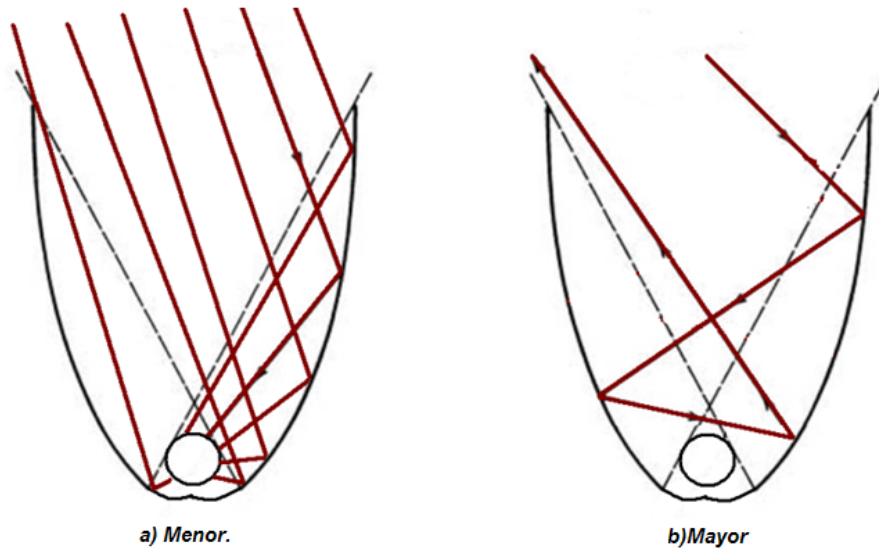


Figura 3.6 Trazado de rayos para ángulos de incidencia menor y mayor que el ángulo de aceptación.

Una de las características del reflector del CPC trazado completamente implica una gran altura y poca aportación a la concentración es por ello que se considera un truncamiento, el cual reduce el uso de material y por ende el costo del CPC. Además que la región arriba del nivel de truncamiento, es la que provoca el mayor número de reflexiones de la radiación y al eliminarla se reducirán considerablemente el número de las reflexiones de la radiación hasta llegar al absorbedor y con ello aumentará la eficiencia óptica, logrando mayor captación de la radiación directa y difusa. El nivel de truncamiento que se considera es del 50% de la altura total del reflector según (Rabl 1976b), como se muestra en la figura 3.7.

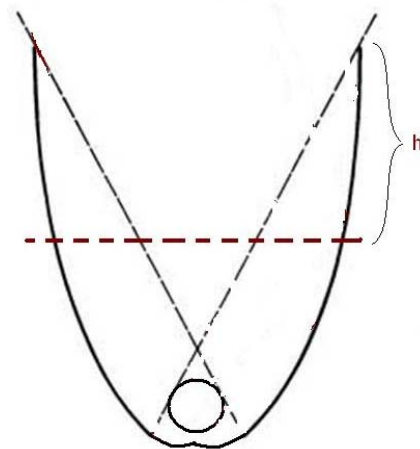


Figura 3.7 Truncamiento del CPC.

3.3.2 Absorbedor con V Invertida

Para llevar el modelo matemático al comportamiento real del colector que se utilizará en el estudio experimental y con el cual se va a validar, fue necesario corregir la geometría de forma tubular del absorbedor, por una tubular de 1/2 del diámetro del tubo anterior, con aletas en forma de V invertida para captar todos los rayos que anteriormente llegaban a la superficie del tubo absorbedor. Se obtuvo la ecuación en función del ángulo de aceptación para corregir el ángulo de aleta y longitud de la misma, para que de esta manera capte todos los rayos que entren al colector con un ángulo menor al de aceptación; como se muestra en la figura 3.8.

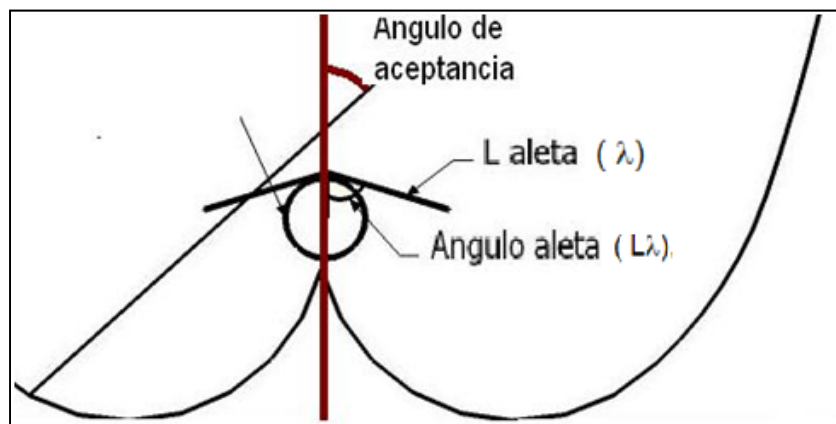


Figura 3.8 Esquema del CPC con absorbedor V invertida.

Las ecuaciones para definir el ángulo de aleta (λ) y la longitud de aleta ($L\lambda$), se representan en las ecuaciones 3.8 y 3.9 respectivamente, estas ecuaciones tienen la restricción de trabajar hasta un ángulo medio de aceptación de 70° , debido que, para ángulos mayores no es necesario colocar aletas mas grandes debido a que la concentración baja hasta casi la unidad y los rayos con ángulos mayores llegarán a las aletas colocadas a un diseño de ángulo de aceptación de 70° . Además de que un diseño así sería muy similar al colector de placa plana.

$$\lambda = 0.006(\theta_a)^2 - 0.0624(\theta_a) + 46.026 \dots\dots\dots(Ec. 3.8)$$

$$L\lambda = \sqrt{(r \tan \lambda)^2 + \left(\frac{r}{3}\right)^2} \dots\dots\dots (Ec. 3.9)$$

Esta reducción del diámetro del absorbedor es importante porque de esta manera en el tubo se maneja una menor cantidad de masa, lo que provoca que la energía incidente se almacene en una menor masa e incremente la calidad de la energía del agua de salida.

También se desarrolló una ecuación para obtener la longitud de arco (reflector) de todo el CPC, proponiendo una integral de las derivadas en X' y Y' de las ecuaciones que describen un CPC en 2D en coordenadas cartesianas. Esta ecuación hace una sumatoria de cada pequeño incremento en la longitud de la curva para así conocer la longitud total del reflector. Para un CPC completo la longitud de arco está representada en la ecuación 3.10:

$$Larc = \int_0^{\frac{3}{2}\pi - \theta_a} \sqrt{x'^2 + y'^2} \dots\dots\dots (Ec. 3.10)$$

Y para un CPC truncado en la ecuación 3.11:

$$LarcTr = \int_0^{\frac{3}{2}\pi - \theta_T} \sqrt{x'^2 + y'^2} \dots\dots\dots (Ec. 3.11)$$

Para conocer el ángulo de truncado (θ_T) de la ecuación 3.11, considerando un truncado al 50% de la altura total, se utilizan las ecuaciones 3.12 a la 3.14 en base a la óptica y la geometría del CPC, donde se toma como referencia que la altura de truncado es un segmento recto y al hacer arreglos trigonométricos se encuentra el ángulo de truncamiento, como se observa en la figura 3.9.

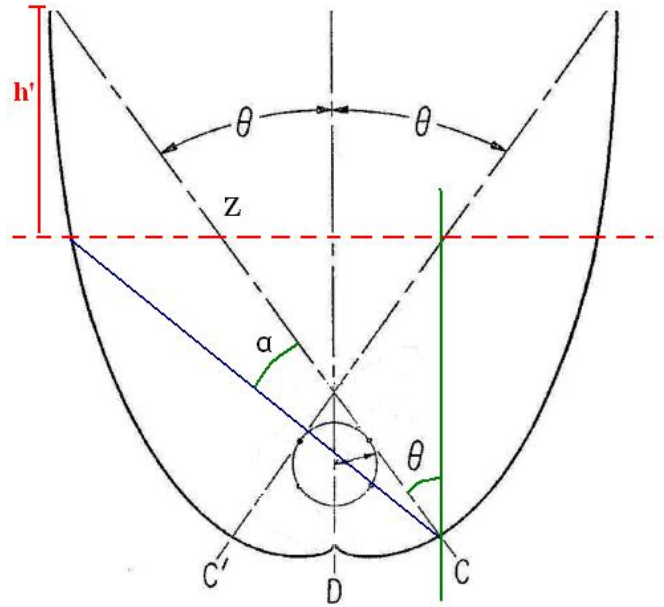


Figura 3.9 Localización del ángulo de truncamiento en base al 50%.

Conociendo los límites de los valores de donde empieza y termina la parábola, esto nos indica el rayo máximo de aceptación, donde podemos obtener la longitud de la recta 'z', y suponiendo que el extremo final de la parábola es totalmente vertical (h') utilizando trigonometría obtenemos el valor del ángulo para definir el truncamiento (α), el cual sumaremos al ángulo de aceptación para conocer el de truncamiento, como se muestra en la figura 3.9 y las ecuaciones 3.12 a las 3.14:

$$Z = \sqrt{(x \text{ max par} + x \text{ max inv})^2 + (y \text{ max par} + y \text{ max inv})^2} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

$$\alpha = \text{sen}^{-1}\left(\frac{h'}{Z}\right) \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.13})$$

$$\theta_{Tr} = \theta_a + \alpha \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.14})$$

Con estas ecuaciones concluimos la primera etapa del modelado que es la geometría del colector para pasar a la óptica. Con las nuevas ecuaciones encontradas se le da un valor agregado a este trabajo.

Una vez explorada la geometría del CPC y si conocemos la longitud del colector, podemos obtener las áreas de cada uno de los componentes, que serán de gran utilidad para los siguientes cálculos. Es necesario conocer las áreas de transferencia de calor como lo es el área de la cubierta, la cual se obtiene con el ancho del CPC truncado por la longitud del colector. El área del reflector, que se obtiene con la longitud del reflector truncado por la longitud del colector. El área del absorbedor que se obtiene mediante el área del tubo absorbedor más el área de las aletas en V invertida por la longitud del colector, como se muestra en las ecuaciones 3.15, 3.16 y 3.17 respectivamente:

$$A_c = L * W \dots\dots\dots (Ec. 3.15)$$

$$A_r = LarcTr * L \dots\dots\dots (Ec. 3.16)$$

$$A_a = 2[\pi * r_o + 2L\lambda] * L \dots\dots\dots (Ec. 3.17)$$

3.3.3 Óptica del CPC

Para obtener la cantidad de energía incidente en el tubo absorbedor es necesario conocer las propiedades ópticas de los materiales de construcción como la transmitancia, reflectancia, absorbancia y emitancia. Cada uno de estos factores va a disminuir la cantidad de energía que llegue al absorbedor. En la ecuación 3.18 se muestra como se calcula la cantidad de energía que es atrapada en el absorbedor por unidad de área (W/m^2); donde G_b es la radiación directa y G_d la difusa, la suma de estas dos nos da el valor de la radiación global (G); el sufijo en las variables corresponde al componente a-absorbedor, r-reflector y c-cubierta.

$$S = (G_b + G_d) \tau_c \rho_r \alpha_a \dots\dots\dots (Ec. 3.18)$$

También hay que considerar el comportamiento de los múltiples rebotes de la radiación solar en cada sección del reflector, como se observa en la figura 3.10. En un lado llegan al absorbedor con una serie de rebotes y en el otro llegan de uno solo.

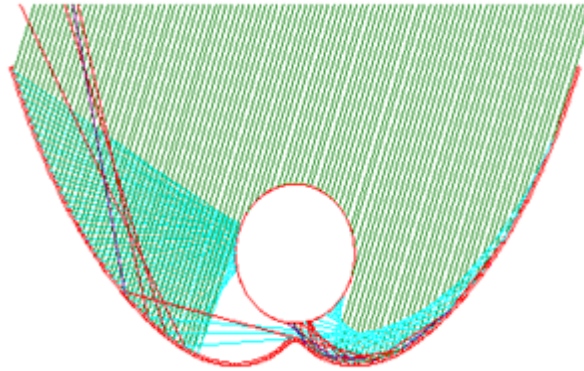


Figura 3.10 Comportamiento de las reflexiones en el CPC.

Por ello se debe calcular un número promedio de reflexiones (n) tomando la ecuación 3.19 de (Oommen y Jayaraman, 2001), utilizada para castigar la cantidad de radiación ganada en el absorbedor, partiendo de que no se tiene un reflector ideal; por lo que en cada rebote se pierde un poco de energía.

$$\langle n \rangle = 1 + 0.07 C \dots\dots\dots (Ec. 3.19)$$

Donde C lo obtenemos de la ecuación 3.1.

El numero de rebotes afecta en la ecuación 3.18 a la reflectancia ya que se deben considerar los rebotes, como se muestra en la ecuación 3.20.

$$S = (G_b + G_d) \tau_c \rho_r^n \alpha_a \dots\dots\dots (Ec. 3.20)$$

El diseño geométrico, considera el tubo absorbedor pegado al reflector y para evitar las perdidas por conducción con el reflector se separa un poco, lo cual también a la cantidad de radiación absorbida; por lo que se introduce un factor de corrección en la ecuación 3.21 (ρ') por la distancia entre el absorbedor y el reflector (g), para nuevamente modificar la cantidad de energía absorbida en el absorbedor (ecuación 3.22).

$$\rho' = 1 - \left(\frac{g}{\pi * D_0} \right) \dots\dots\dots (Ec. 3.21)$$

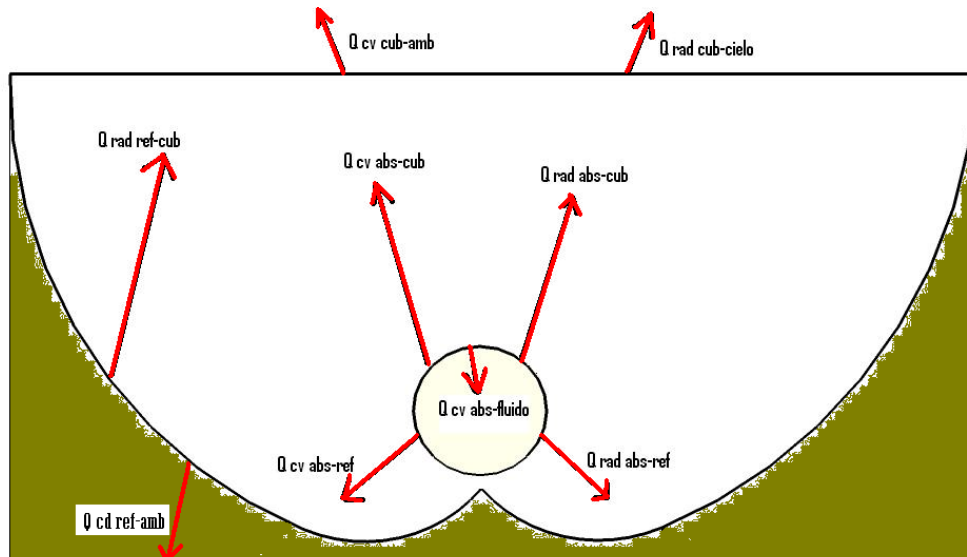
$$S = (G_b + G_d) \tau_c \rho_r^n \alpha_a \rho' \dots\dots\dots (Ec. 3.22)$$

Una vez que se tiene el valor de la energía que es absorbida en el absorbedor por unidad de área y conociendo el área por el cual entra la radiación, podemos calcular la cantidad neta de energía (W) en el componente, como se muestra en la ecuación 3.23:

$$q_{sol} = S \cdot A_c \dots\dots\dots (Ec. 3.23)$$

3.3.4 Comportamiento térmico y fluidodinámico

El desarrollo del modelo térmico se rige por los flujos de calor y mecanismos de transferencia que intervienen entre los componentes y el medio que los rodea. Para una mejor comprensión de estos mecanismos se muestran en la figura 3.11 y en la figura 3.12 hace una analogía con un circuito eléctrico.



Elaboración propia.

Figura 3.11 Mecanismos de transferencia de calor.

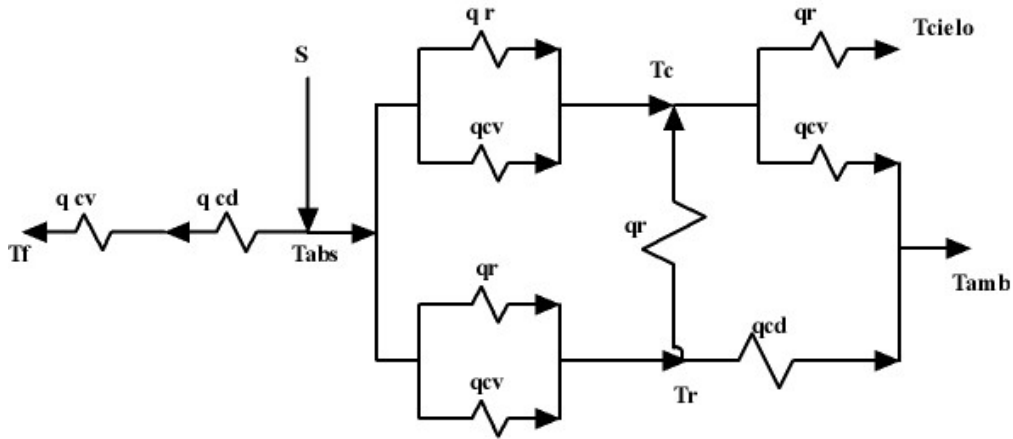


Figura 3.12 Diagrama de resistencias del CPC.

Para realizar el modelado del comportamiento térmico del colector, se parte de balances de energía entre los componentes para lograr la solución, considerando que de la energía que llega al absorbedor una parte se va al fluido como calor útil y la otra se pierde hacia el ambiente. En estos balances se utiliza el principio de la conservación de la energía, planteándose las ecuaciones que describen los flujos de calor en el sistema.

Para calcular el coeficiente individual de perdidas por convección de la cubierta hacia al ambiente, se utiliza la ecuación 3.24 (Duffie y Beckman, 1991), en la que se considera una placa plana con convección hacia el ambiente sin considerar la el efecto del coeficiente de radiación.

$$h_{conv,c-amb} = (5.7 + 3.8V) \dots\dots\dots (Ec. 3.24)$$

Donde: V es la velocidad del viento en m/s y $h_{conv,c-amb}$ esta en W/m^2 .

El calor transferido por convección de la cubierta hacia el ambiente se calcula con la ecuación 3.25:

$$q_{conv,c-amb} = h_{conv,c-amb} (A_c) (T_c - T_{amb}) \dots\dots\dots (Ec. 3.25)$$

Otro flujo de calor hacia el exterior se da en la parte posterior del reflector por medio del aislante, el cálculo de coeficiente de conducción mostrado en la

ecuación 3.26 y el calor neto conducido del reflector al ambiente en la ecuación 3.27:

$$h_{cd,r-amb} = \frac{z}{Ka} \dots\dots\dots (Ec. 3.26)$$

$$q_{cd,r-amb} = h_{cd,r-amb} (A_r) (T_r - T_{amb}) \dots\dots\dots (Ec. 3.27)$$

Para saber la cantidad de energía que se va hacia el fluido como calor útil es necesario calcular el coeficiente de convección en el fluido dentro del tubo (Holman, 1998) a partir de la ecuación 3.28:

$$h_f = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{k_f}{Di} \right) \dots\dots\dots (Ec. 3.28)$$

Las consideraciones para utilizar la ecuación 3.28, son las mostradas en las condiciones de operación mostrada como ecuación 3.29:

$$Re \geq 10000 , \quad 0.7 \leq Pr \leq 160 , \quad \frac{L}{Di} \geq 10 \dots\dots\dots (Ec. 3.29)$$

Para el cálculo de este coeficiente de convección es necesario calcular el número de Reynolds y el número de Prandtl, estos surgen a partir de las propiedades del fluido y se obtienen con las ecuaciones 3.30 y 3.32 respectivamente:

$$Re = \frac{Di v_{agua}}{\nu} \dots\dots\dots (Ec. 3.30)$$

Donde: ν es la viscosidad cinemática y v_{agua} , es la velocidad del agua en m/s, calculada como se indica en la ecuación 3.31:

$$v_{agua} = \frac{\dot{m}}{\pi * ri^2} \dots\dots\dots (Ec. 3.31)$$

$$Pr = C_p \mu / k_f \dots\dots\dots (Ec. 3.32)$$

Todas las propiedades del fluido son calculadas en base al Reference fluid thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Data base 23, versión 7.0. (REFPROP, 2002).

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia hacia el fluido, considerando la transferencia por convección en el fluido y conducción en la pared del tubo es la calculada con la ecuación 3.33 (Duffie y Beckman, 1991):

$$U_{1/a} = \frac{1}{\left[\frac{r_0}{h_f r_i} + \frac{r_0}{k} \ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right) \right]} \dots\dots\dots (Ec. 3.33)$$

El coeficiente de perdidas por radiación de la cubierta al cielo, es el flujo de calor por radiación generado por la energía emitida por la cubierta debido a un diferencial de temperaturas con la bóveda celeste, la que se considera un sumidero y puede ser estimada a partir de la ecuación 3.34;

$$h_{rad,c-cielo} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{cielo}^2) (T_c + T_{cielo}) \dots\dots\dots (Ec. 3.34)$$

Para obtener la T_{cielo} se utiliza la ecuación 3.35 en kelvin, (Sukatme, 2002):

$$T_{cielo} = T_{amb} - 6K \dots\dots\dots (Ec. 3.35)$$

Y el flujo de calor neto por radiación de la cubierta al cielo se obtiene de la ecuación 3.36:

$$q_{rad,c-cielo} = h_{rad,c-cielo} (A_c) (T_c - T_{cielo}) \dots\dots\dots (Ec. 3.36)$$

Los coeficientes radiativos entre dos placas arbitrarias, se obtiene a partir del balance de energía respecto a las emisividades de cada componente y de las temperaturas a las que se encuentran y se calculan de la siguiente manera:

El coeficiente de radiación del reflector a la cubierta se estima en la ecuación 3.37, (Duffie y Beckman, 1991):

$$h_{rad,r-c} = \left\{ \frac{\left[\sigma(T_c^2 + T_r^2)(T_c + T_r) \right]}{\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{F_{c-r}} + \left[\left(\frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} \right) \left(\frac{A_r}{A_c} \right) \right]} \right\} \dots\dots\dots (Ec. 3.37)$$

El factor de forma de la cubierta y el reflector (F_{c-r}) (Duffie y Beckman, 1991), corrige la cantidad de energía irradiada por una superficie que es interceptada por la otra, debido a que no son placas paralelas si no que tienen geometrías diferentes y además no están con un ángulo perpendicular entre ellas. Para esto es necesario calcular este factor con la ecuación 3.38:

$$F_{c-r} = \left(\frac{1}{2} \right) \left[\frac{A_r}{A_c} - \frac{(1 - \text{sen} \theta_{\frac{1}{2}})(1 + 2 \text{sen} \theta_{\frac{1}{2}})}{\text{sen} \theta_{\frac{1}{2}}} \right] \dots\dots\dots (Ec. 3.38)$$

Además el calor transferido por radiación del reflector a la cubierta se calcula con la ecuación 3.39:

$$q_{rad,r-c} = h_{rad,r-c} (A_r) (T_r - T_c) \dots\dots\dots (Ec. 3.39)$$

Para obtener el coeficiente de radiación del absorbedor a la cubierta, y su respectivo flujo de calor se obtienen de las ecuaciones 3.40 y 3.42, respectivamente (Duffie y Beckman, 1991):

$$h_{rad,a-c} = \frac{\sigma(T_a^2 + T_c^2)(T_a + T_c)}{\frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} + \frac{1}{F_{a-c}} + \left[\left(\frac{1 - \epsilon_a}{\epsilon_a} \right) \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \right]} \dots\dots\dots (Ec. 3.40)$$

La estimación del factor de forma del absorbedor a la cubierta (F_{a-c}) se calcula con la ecuación 3.41 (Duffie y Beckman, 1991).

$$F_{a-c} = \left(\frac{A_c}{2A_a} \right) \left[1 - \left(\frac{A_a}{A_c} \right) \frac{(1 - \text{sen}\theta_{1/2})(1 + 2\text{sen}\theta_{1/2})}{\text{sen}\theta_{1/2}} \right] \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.41})$$

$$q_{rad,a-c} = h_{rad,a-c} (A_a) (T_a - T_c) \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.42})$$

El coeficiente de radiación del absorbedor al reflector se obtiene de la ecuación 3.43:

$$h_{rad,a-r} = \frac{\sigma(T_a^2 + T_r^2)(T_a + T_r)}{\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{F_{a-r}} \left[\left(\frac{1 - \epsilon_a}{\epsilon_a} \right) \left(\frac{A_r}{A_a} \right) \right]} \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.43})$$

El factor de forma del absorbedor y al reflector, se calcula con la misma ecuación 3.44, (Duffie y Beckman, 1991) y el flujo de energía del absorbedor al reflector se obtiene con la ecuación 3.45:

$$F_{a-r} = \left(\frac{A_r}{2A_a} \right) \left[1 - \left(\frac{A_a}{A_r} \right) \frac{(1 - \text{sen}\theta_{1/2})(1 + 2\text{sen}\theta_{1/2})}{\text{sen}\theta_{1/2}} \right] \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.44})$$

$$q_{rad,a-r} = h_{rad,a-r} (A_a) (T_a - T_r) \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.45})$$

Para calcular el coeficiente de convección del absorbedor a la cubierta se utiliza la ecuación 3.46 y del absorbedor hacia el reflector la ecuación 3.48. Se toman las ecuaciones obtenidas a partir de datos experimentales de (Hsieh, 1981), para lo que se toma la consideración de que el modelo experimental de Hsieh es muy similar al que se trabajará en este colector. También se calculan los flujos de calor con las ecuaciones 3.47 y 3.49:

$$h_{cv,a-c} = 3.25 + 0.0085 \left(\frac{T_a - T_c}{4r_0} \right) \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.46})$$

$$q_{cv,a-c} = h_{cv,a-c} (A_a) (T_a - T_c) \dots\dots\dots (Ec. 3.47)$$

$$h_{cv,a-r} = 3.25 + 0.0085 \left(\frac{T_a - T_r}{4r_0} \right) \dots\dots\dots (Ec. 3.48)$$

$$q_{cv,a-r} = h_{cv,a-r} (A_a) (T_a - T_r) \dots\dots\dots (Ec. 3.49)$$

El cálculo del coeficiente global de pérdidas, se hace con la serie de resistencias que intervienen en la transferencia de calor hacia el exterior, en forma similar a un circuito eléctrico (ver figura 3.12) y resolviendo obtenemos la ecuación 3.50:

$$U_l = \left\{ \frac{1}{(h_{rad,a-c} + h_{cv,a-c})^{-1} + ((h_{rad,a-r} + h_{cv,a-r})^{-1} + h_{r,a-r})} + \frac{1}{(h_{cv,c-amb} + h_{r,c-cielo})^{-1} + (h_{cd})^{-1}} \right\}^{-1} \dots\dots(Ec. 3.50)$$

El factor de eficiencia se obtiene de la ecuación 3.51 (Duffie y Beckman, 1991);

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{1}{U_{L/a}}} \dots\dots\dots (Ec. 3.51)$$

Para calcular la temperatura de salida del fluido, una vez que ya ha ganado calor y para cualquier longitud se utiliza la ecuación 3.52, (Duffie y Beckman, 1991):

$$T_f = \left\{ (T_{fi} - T_{amb}) - \left[\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right] \right\} \exp \left\{ - \frac{PU'_L}{mCp_f} F' L \right\} + \left[\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right] + T_{amb} \quad (Ec. 3.52)$$

Donde: P es el perímetro mojado.

El calor útil se calcula con la ecuación 3.53, la cual considera la diferencia de temperaturas entre el absorbedor y el fluido a través del área de transferencia y mediante la resistencia térmica global interna.

$$q_{ua} = U_{L/a} (PLong) (T_a - T_f) \dots\dots\dots (Ec. 3.53)$$

Otra forma de calcular el calor útil, es con la ecuación 3.54 de (Duffie y Beckman, 1991).

$$q_{ub} = FR \left[\frac{A_c}{A_a} S - U_L (T_i - T_{amb}) \right] \dots\dots\dots (Ec. 3.54)$$

Para calcular las temperaturas de los componentes, se hacen los balances de calor correspondientes a los flujos de calor que intervienen para cada uno de ellos; es decir, a la energía que llega y a la que sale, sin considerar almacenamiento o generación:

Para calcular de la temperatura del absorbedor se utiliza la ecuación 3.55:

$$T_a = \frac{(h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c}) \cdot A_a \cdot T_c + (h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r}) \cdot A_r \cdot T_r + q_{abs,a} - q_{ub}}{A_a (h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c} + h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r})} \dots\dots\dots (Ec. 3.55)$$

El cálculo de la temperatura de la cubierta se obtiene con la ecuación 3.56:

$$T_c = \frac{(h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c}) \cdot A_a \cdot T_a + h_{rad,r-c} \cdot A_r \cdot T_r + h_{conv,c-amb} \cdot A_c \cdot T_{amb} + h_{rad,c-cielo} \cdot A_c \cdot T_{cielo}}{A_a (h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c}) + h_{rad,r-c} \cdot A_r + A_c (h_{conv,c-amb} + h_{conv,r-c})} \dots\dots\dots (Ec. 3.56)$$

Y para calcular la temperatura del reflector se utiliza la ecuación 3.57:

$$T_r = \frac{(h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r}) \cdot A_a \cdot T_a + h_{cond,r-amb} \cdot A_r \cdot T_{amb} + h_{rad,r-c} \cdot A_r \cdot T_c}{A_a (h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r}) + A_r (h_{cond,r-amb} + h_{rad,r-c})} \dots\dots\dots (Ec. 3.57)$$

El indicador de eficiencia térmica del colector es muy importante y para calcularlo se utiliza la ecuación 3.58, que es básicamente la energía que se lleva el fluido entre la energía total que llega al área de colección:

$$\eta_t = \frac{q_{ua}}{q_{sol}} \dots\dots\dots (Ec. 3.58)$$

El modelo matemático antes descrito es la base para el desarrollo del simulador, el cual se programó en la plataforma de MatLab. Tal simulador utiliza como apoyo métodos numéricos iterativos para resolver el sistema de ecuaciones, debido a que no es cuadrado. Como se desconocen las temperaturas de los componentes, es necesario suponerlas e iniciar un proceso iterativo de solución para calcular los coeficientes individuales de transferencia de calor.

Los primeros valores de las temperaturas de los componentes se dan a criterio, pero por lo general, no importa siempre y cuando el método numérico este bien codificado se llegará a la solución.

El simulador está diseñado para trabajar con un solo CPC, porque es más sencillo y práctico, en lugar de trabajar con los 7 CPC's que conforman el colector comercial a evaluar. Por lo que si se desea conocer la cantidad total de energía obtenida por el colector solo hay que multiplicar el calor útil del CPC individual por el número de tubos, la temperatura es la misma en la salida de cada tubo ya que están bajo las mismas condiciones ambientales, de operación y de diseño del colector.

3.5 Algoritmo de solución

En la figura 3.15, se muestra un diagrama de flujo en el que se presenta el procedimiento para desarrollar el algoritmo de solución según el modelo matemático anterior, la solución del modelo matemático codificado en plataforma de MatLab, se resuelve con el apoyo de los métodos numéricos anidados, básicamente se utiliza bisección y punto fijo.

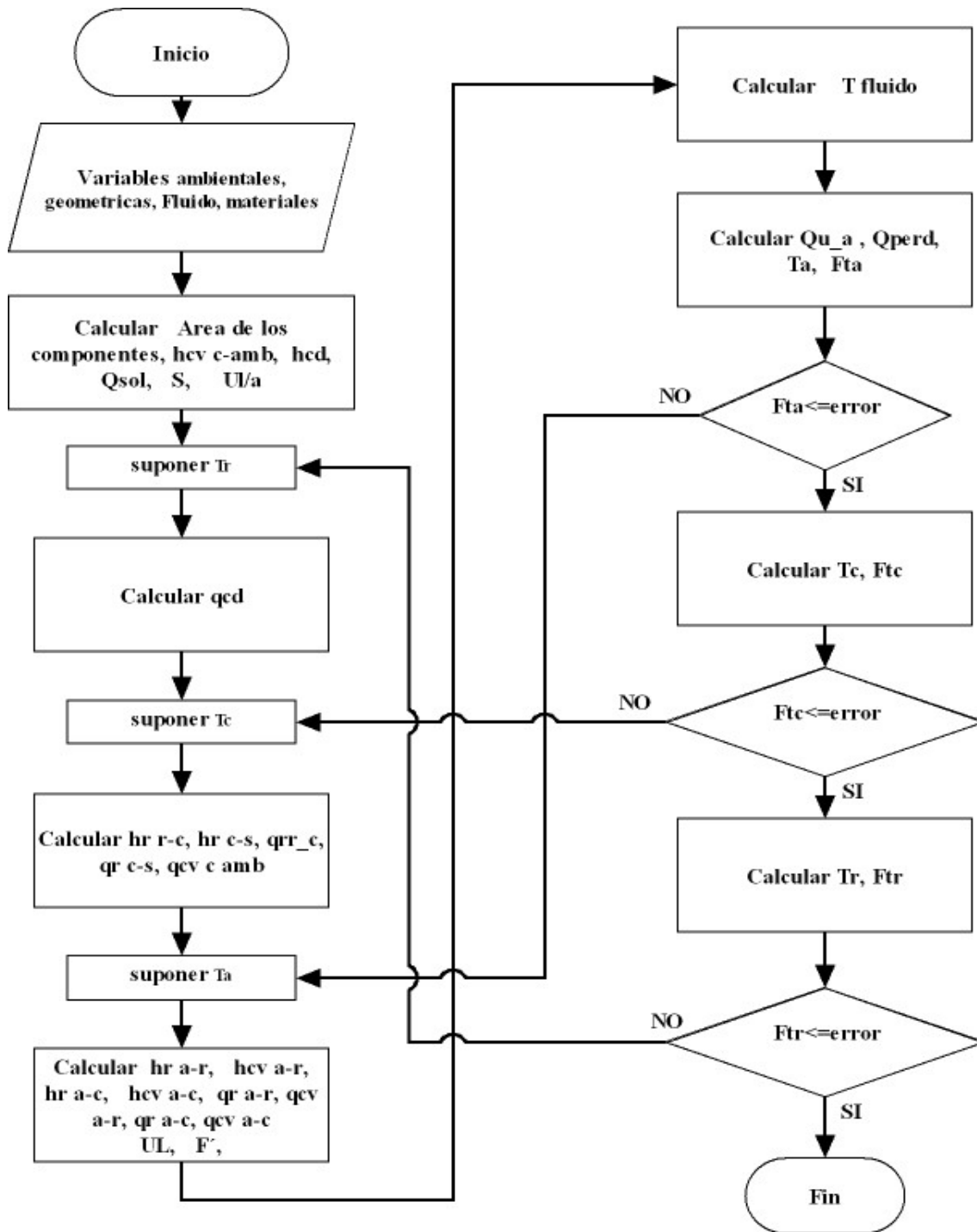


Figura 3.13 Algoritmo de solución del modelo matemático.

Filename: 7. Capitulo 3.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 5/12/2009 8:59:00 PM
Change Number: 169
Last Saved On: 1/13/2010 12:07:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 703 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:15:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 28
Number of Words: 5,819
Number of Characters: 29,416

Capítulo 4. Estudio teórico y validación experimental

En este capítulo se presenta el estudio teórico del colector mediante el uso del simulador codificado en MatLab. Para iniciar el proceso de solución es necesario introducir datos de las condiciones de operación y del clima bajo las cuales se probará el colector, los valores del clima son tomados del año típico para Mexicali mostrado en el capítulo dos. En este capítulo se presentan algunas corridas de exploración para observar las tendencias lógicas de los resultados. Además se muestra como se realizó el estudio experimental con un colector solar tipo CPC comercial de patente portuguesa AoSoL. A partir de este estudio se procede a la validación del simulador sometiendo este a las mismas condiciones experimentales para comparar los resultados y así poder conocer la aproximación que se tiene con los valores reales.

4.1 Descripción del sistema

El sistema que se simula, es un concentrador parabólico compuesto con cubierta, reflector truncado y cuenta con absorbedor con V invertida como se muestra en la figura 5.1. Este es un equipo comercial de dimensiones máximas de 2.008 x 1.097 x 0.101 m; con diámetro de tubo absorbedor de 0.022 m y aletas de 0.04 m de ancho (c/u) de cobre y con recubrimiento en el absorbedor de absorbancia (α) del 92%. El reflector es lamina reflectiva con geometría CPC y posee una reflectancia (ρ) del 95%. La cubierta de vidrio cuenta con transmitancia (τ) del 94% y por la parte inferior del reflector tiene aislante de poliuretano expandido. Este colector se compone de 7 CPC's en paralelo, unidos en la entrada y salida del agua por un tubo principal. Para el soporte de los componentes internos posee un cuerpo rígido de aluminio que forma una caja protectora, como se ilustra en la figura 4.1:

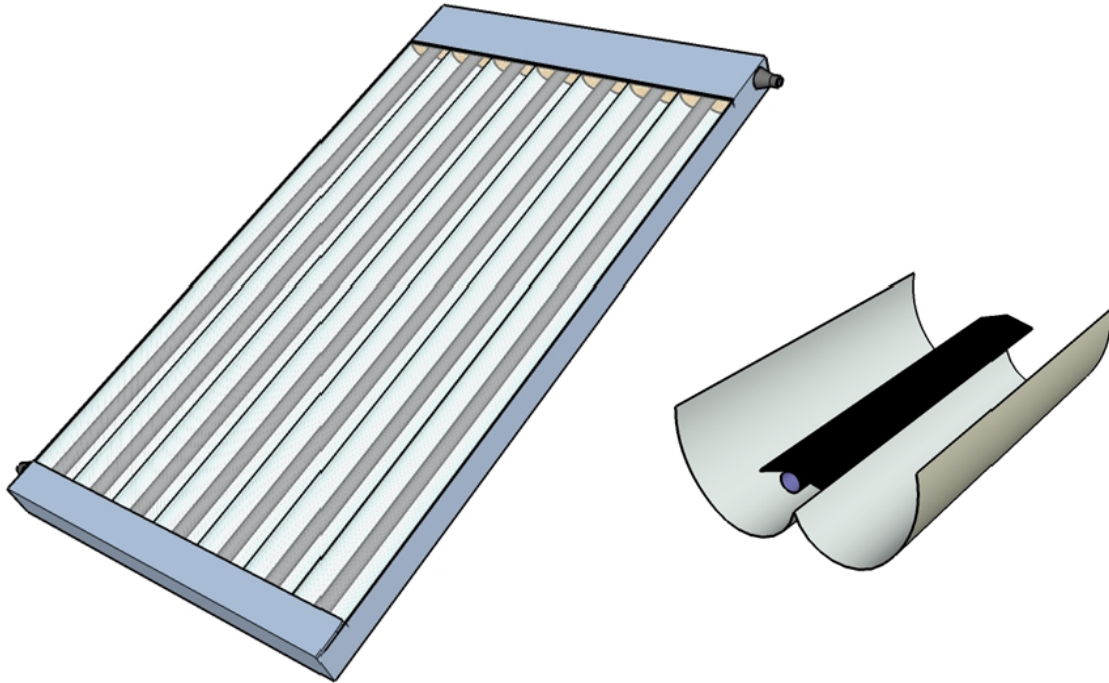


Figura 4.1. CPC con V invertida

El ángulo de aceptación de este colector es de 56° , con un ángulo de truncado de 78° , apertura de 0.15 m y un diámetro del tubo absorbedor de 0.022 m. Las características geométricas básicas con las que se adopto, el simulador para hacer una buena evaluación del colector. Dichas características geométricas se muestran en la figura 4.2.

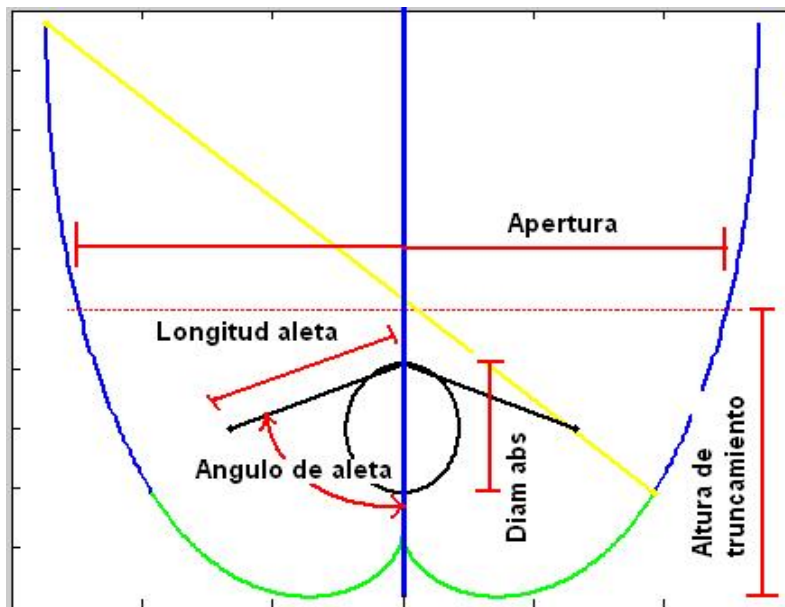


Figura 4.2. Detalles geométricos del CPC.

4.2 Corridas exploratorias y estudio teórico

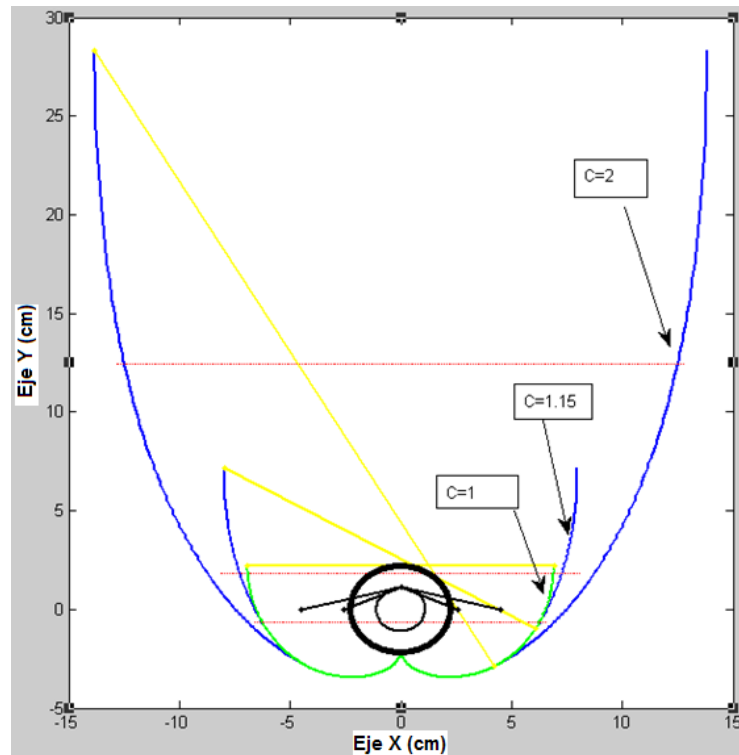
La principal aplicación de los simuladores, es hacer diseños de colectores solares a la medida para una determinada necesidad, en el cual se pueden hacer una variedad de corridas teóricas y observar el comportamiento operativo del sistema. Los resultados obtenidos, nos ayudan en la toma de decisiones respecto a las variables y parámetros del equipo. El desarrollo del simulador se hace debido a las dificultades que presenta el evaluar y trabajar con un equipo al considerar que la radiación solar, así como las condiciones climatológicas son dinámicas para cada momento, hora, día, mes y temporada a lo largo de un ciclo. Además de optimizar los tiempos sobre todo cuando se requiere dimensionar algún sistema de forma rápida y conocer el alcance del mismo en sesiones completas.

Para operar el simulador se requiere de una serie de datos de entrada, tales variables ambientales y de operación a las cuales será evaluado el colector. Otra ventaja de utilizar un simulador es, que podemos especificar la cantidad y la calidad de la energía deseada, podemos diseñar el colector para un determinado espacio, pero siempre satisfaciendo la demanda de agua caliente. Una segunda etapa en el proceso de la simulación es el procesamiento de la información de entrada. Aquí el simulador inicia los cálculos de las ecuaciones regidas por la primera y segunda ley de la termodinámica, para las cuales tiene que encontrar una solución que cumpla las condiciones. Este proceso puede ser dinámico únicamente alimentando datos de entrada de un archivo meteorológico. En el laboratorio, ya se cuenta con un año típico para la ciudad de Mexicali, con datos medidos de 6 años por el Servicio Meteorológico Nacional (SMN) elaborado por (Gallegos et. al.,2006). Este archivo es la base para realizar las pruebas a lo largo de un ciclo o para alguna temporada específica.

El simulador desarrollado también puede ser utilizado para realizar un estudio de sensibilización de las variables de diseño del CPC y establecer la caracterización de éstos colectores solares, tomando en cuenta que, el mejor diseño es cuando se tiene la máxima concentración, máxima eficiencia, el mínimo material de construcción. Esto se traduce en costo del equipo y mínimo de pérdidas ópticas y térmicas.

En la figura 4.3 se puede observar, cómo se incrementa el área del reflector y se reduce el ángulo de aceptación para relaciones de concentración altas, niveles para los que el colector requiere de un seguimiento solar para lograr captar la radiación por una buena cantidad de tiempo, también en la concentración mas baja ($C=1$), la geometría del reflector solo está compuesta por la sección de la

involuta (color verde). No es posible truncar porque se reduce el área del reflector que envía la energía solar hacia el absorbedor y se reduce aun más la concentración, debido a las características propias de la geometría del CPC. Además como se mencionó en el modelo matemático, un diseño de aletas para baja concentración se asemeja al colector de placa plana.



Elaboración propia.

Figura 4.3 Efecto de la concentración sobre la altura del CPC y el ángulo de aceptación para un radio fijo.

Cabe destacar que en el simulador para conocer el comportamiento del equipo a lo largo de un día específico se le pueden cambiar las variables de entrada, las cuales son: la radiación incidente, velocidad del viento, temperatura ambiente, temperatura de entrada del fluido y flujo másico principalmente. A partir de los resultados puntuales del simulador se puede graficar el comportamiento para diferentes horas del día. Para así, conocer el comportamiento lógico del equipo al cambiar alguna variable de diseño o de operación. Además para el comparativo y realizar la validación con el estudio experimental para las mismas condiciones de entrada.

Se puede observar en la grafica de la figura 4.4, el comportamiento de la temperatura de salida del fluido para diferentes flujos de entrada en litros por minuto (LPM) evaluado bajo una radiación de 900 W/m^2 , temperatura ambiente de

25 °C, temperatura de entrada del fluido de 22 °C, y la velocidad del viento de 2 m/s. La grafica muestra un comportamiento lógico, ya que si aumentamos la cantidad de masa a calentar el resultado se ve reflejado como un menor incremento de la temperatura, pero con mayor ganancia neta de energía como calor útil.

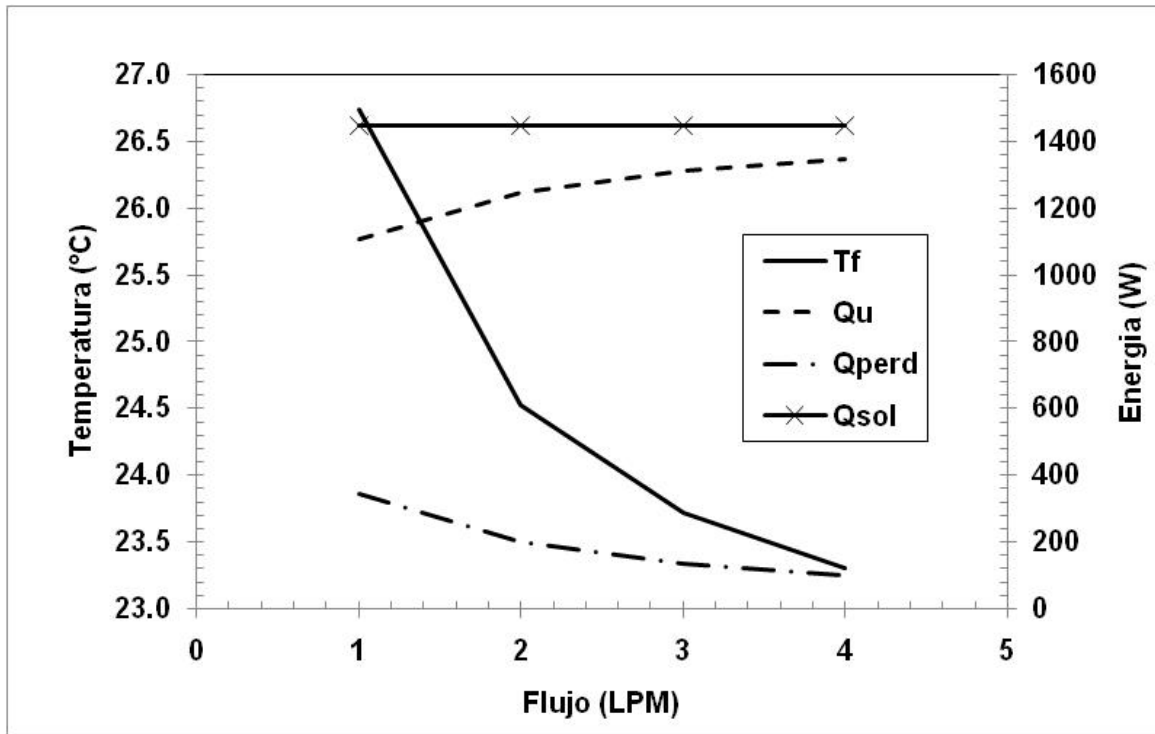


Figura 4.4 Efecto del flujo en la temperatura de salida del fluido y los flujos de energía.

Al igual que los comportamientos de la temperatura y de los flujos de energía con los resultados del simulador, podemos graficar las pérdidas de calor hacia el ambiente bajo las mismas condiciones que la grafica 4.4. En la grafica 4.5 encontramos que para niveles de flujo volumétrico bajos el coeficiente global de pérdidas (UI) es alto, este efecto es producido debido a que cuando la temperatura del fluido es mayor se provoca un menor gradiente entre la temperatura del absorbedor y del fluido, lo que reduce la transferencia de calor hacia el fluido, por los que la energía que no se va como calor útil se pierde hacia el ambiente. Por lo tanto, si aumentamos el flujo incrementamos dicho gradiente entre el absorbedor y el fluido, lo cual, se traduce en mayor ganancia de energía como calor útil. Así la mayor parte de la energía fluye hacia el fluido caloportador lo que por ende reduce las pérdidas de calor hacia el ambiente.

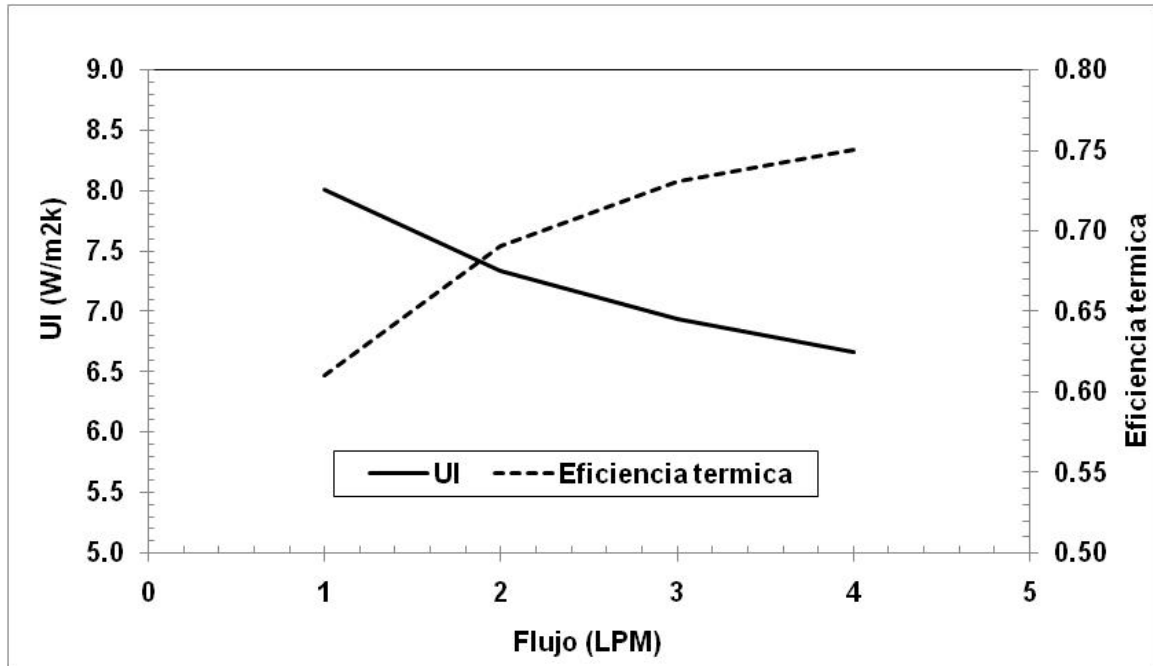


Figura 4.5 Efecto del flujo de entrada en la eficiencia y las pérdidas al ambiente.

Otra corrida de exploración se hace variando el nivel de radiación incidente para una temperatura ambiente a 25 °C, temperatura de entrada del fluido de 22 °C, flujo de 2 Litros Por Minuto (LPM) , velocidad del viento de 2 m/s. En la grafica 4.6 se muestra el comportamiento de las pérdidas de calor (UI) y la eficiencia térmica (η), se puede observar que las tendencias son lógicas, aunque la eficiencia tiene una variación pequeña debido a que la temperatura de entrada del fluido es constante, lo cual mantiene un gradiente entre el absorbedor y el fluido, provocando que la ganancia de calor para los diferentes niveles de radiación sea muy similar en cuanto a porcentajes, de estos valores de calor útil y radiación incidente surge el valor de la eficiencia térmica. En esta corrida el coeficiente global de pérdidas se modifica de 6.8 a 7.5 W/m² K; esto se debe a que aumenta la cantidad de energía que llega al absorbedor, por lo que se provoca un incremento en su temperatura. Este incremento genera un mayor gradiente de temperaturas entre el absorbedor y el ambiente, por lo que se transfiere más energía desde un punto al otro, esto se ve reflejado en un mayor coeficiente global de perdidas y en una baja ligera en la eficiencia térmica.

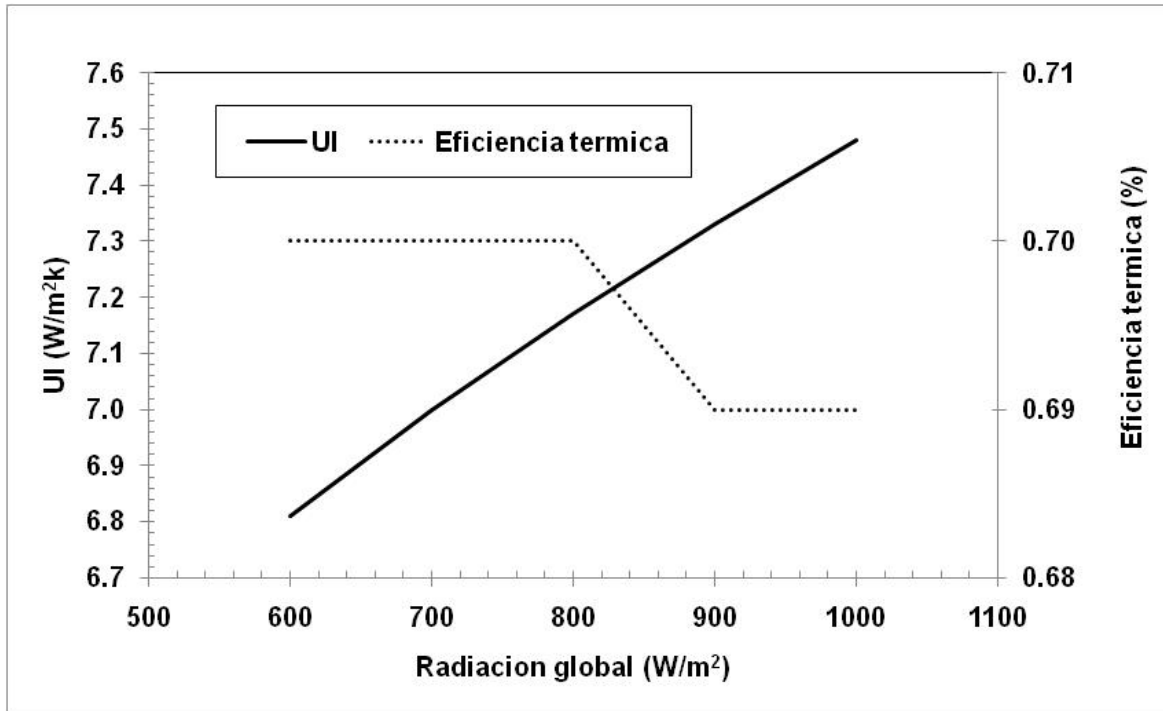


Figura 4.6 Efecto de la radiación incidente en el coeficiente global de pérdidas.

También se realizó una simulación para observar el comportamiento de los coeficientes individuales de transferencia de calor para un flujo constante de 2 LPM, temperatura ambiente de 25 °C, temperatura de entrada del fluido de 22 °C, radiación de 900 W/m² y con una variación en la velocidad del viento, donde se obtiene un coeficiente global de pérdidas (UI) de 7.08 W/m²K para una nula velocidad del viento. Un coeficiente global de pérdidas de 7.20 W/m²K para tres metros por segundo. Los coeficientes individuales de transferencia de calor internos no se afectan con la variación de la velocidad del viento, por lo que su comportamiento es casi constante. A excepción y como es de esperarse el coeficiente de convección de la cubierta hacia el ambiente, el cual depende de esta variable por su contacto directo. A su vez se observa un ligero incremento en el coeficiente de convección del absorbedor a la cubierta, debido a que el calor se retira con mayor rapidez en la cubierta y es suplido por este flujo convectivo. El comportamiento de los demás coeficientes de transferencia de calor tienen variaciones mínimas que son despreciables como se muestra en la figura 4.7 (todos en W/m²K).

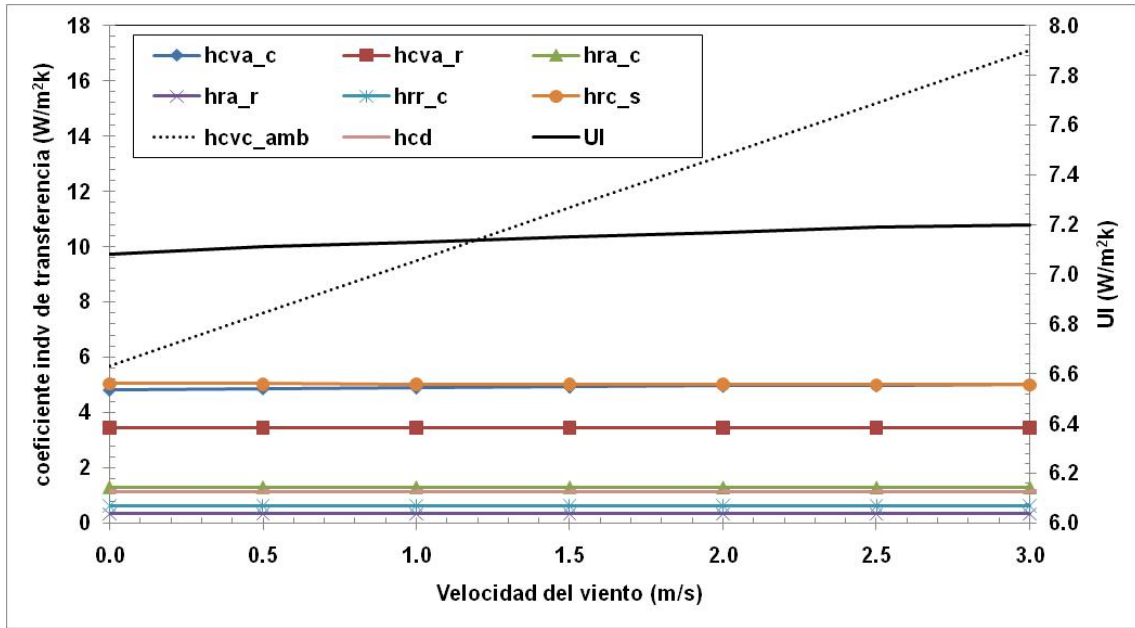


Figura 4.7 Comportamiento de los coeficientes individuales de transferencia de calor.

En la figura 4.8, se muestran los resultados de las temperaturas de cada uno de los componentes del sistema obtenidas en el simulador variando el flujo másico, temperatura ambiente de 25 °C, temperatura de entrada del fluido de 22 °C, una radiación de 900 W/m², velocidad del viento de 2 m/s. Se puede observar que los perfiles de las temperaturas se dan en forma correcta, porque el absorbedor es el componente con el valor más alto ya que en este es donde incide y se absorbe la radiación solar. De ahí se transfiere una parte del calor hacia el fluido que está en un nivel más abajo que la del absorbedor y hacia el reflector y la cubierta que tienen una temperatura menor. Después de estos componentes, finalmente hacia el ambiente que es de menor temperatura que el sistema.

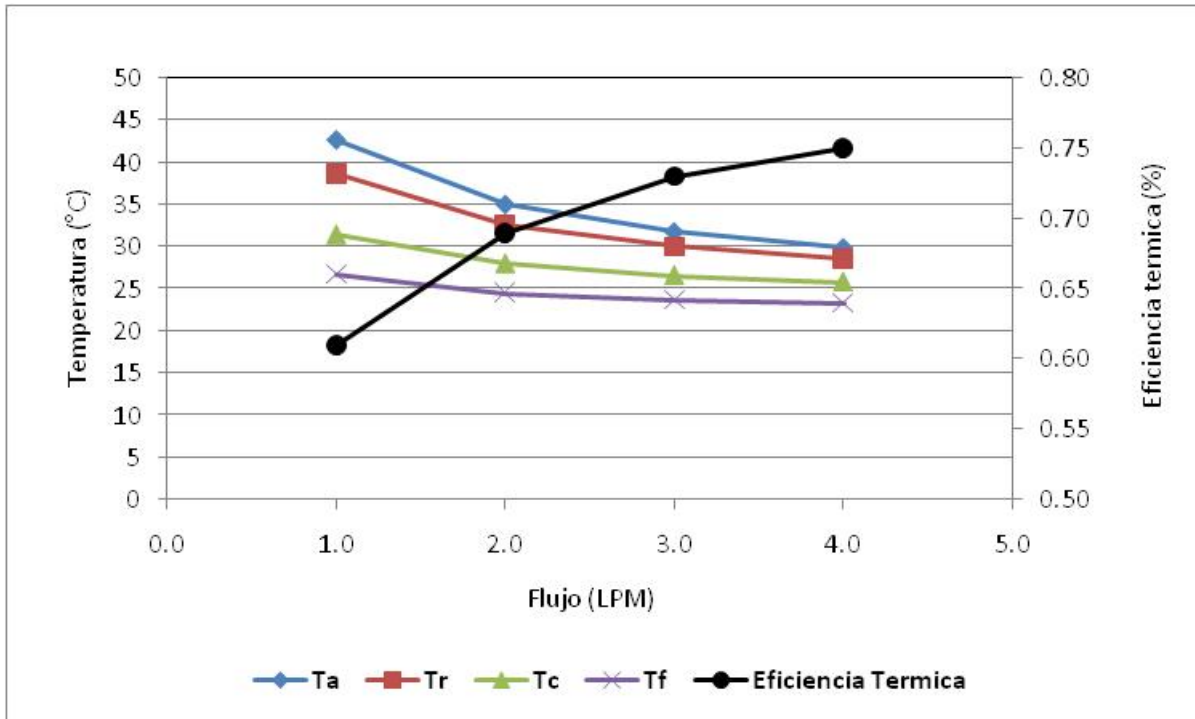


Figura 4.8 Temperatura de los componentes del sistema.

En la Grafica 4.9, se muestran los resultados de los flujos de energía como calor útil y las pérdidas totales de energía hacia el ambiente, respecto a la variación de la temperatura ambiente, temperatura de entrada del fluido de 22 °C, una radiación de 900 W/m², flujo de 2 LPM y velocidad del viento de 2 m/s. En la figura se puede observar que no hay gran influencia en el incremento de temperatura de salida del fluido. Pero si hay diferencia en la ganancia de calor útil, debido a que a menor temperatura ambiente hay mayor flujo de energía hacia el exterior; provocando menor ganancia ya que el gradiente de temperatura es la fuerza motriz de la transferencia de calor. Por lo tanto se puede decir que para temperatura ambiente alta, se favorece la temperatura de salida del fluido.

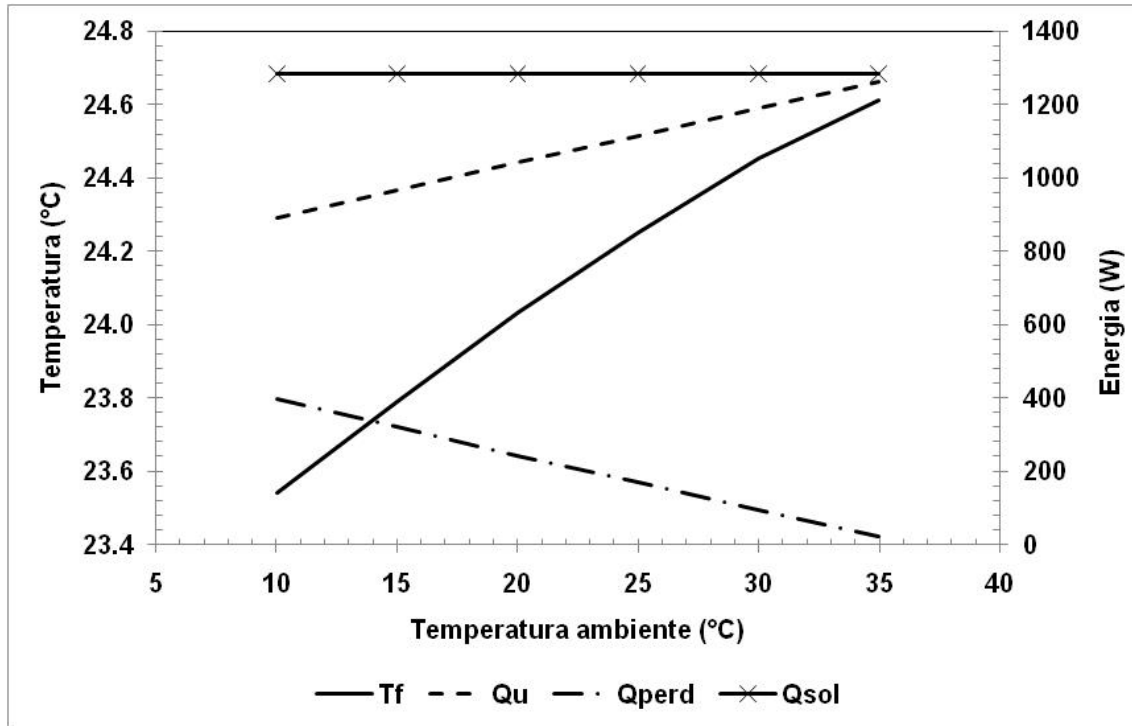


Figura 4.9 Flujos de energía respecto a la variación de la temperatura ambiente.

Un parámetro mas explorado por simulación fue la longitud del colector para lo que se realizó el estudio. Se observo que bajo las siguientes condiciones de temperatura ambiente de 25 °C, temperatura de entrada del fluido de 22 °C, una radiación de 900 W/m², flujo másico 2 LPM, velocidad del viento de 2 m/s. Los resultados obtenidos son que a mayor longitud de CPC, se tiene un incremento en la temperatura de salida debido a que se incrementa el área de captación y por lo que es mayor la energía que llega el colector. El comportamiento de los flujos de energía, es que al incrementar la longitud las perdidas hacia el ambiente se incrementan pero no de forma lineal, porque se tiene mayor temperatura en el absorbedor y esto provoca mayor flujo de energía hacia exterior; mientras que hacia el fluido no se incrementa en gran escala porque el gradiente entre el absorbedor y este disminuye con la longitud, como se puede observar en la grafica de la figura 4.10

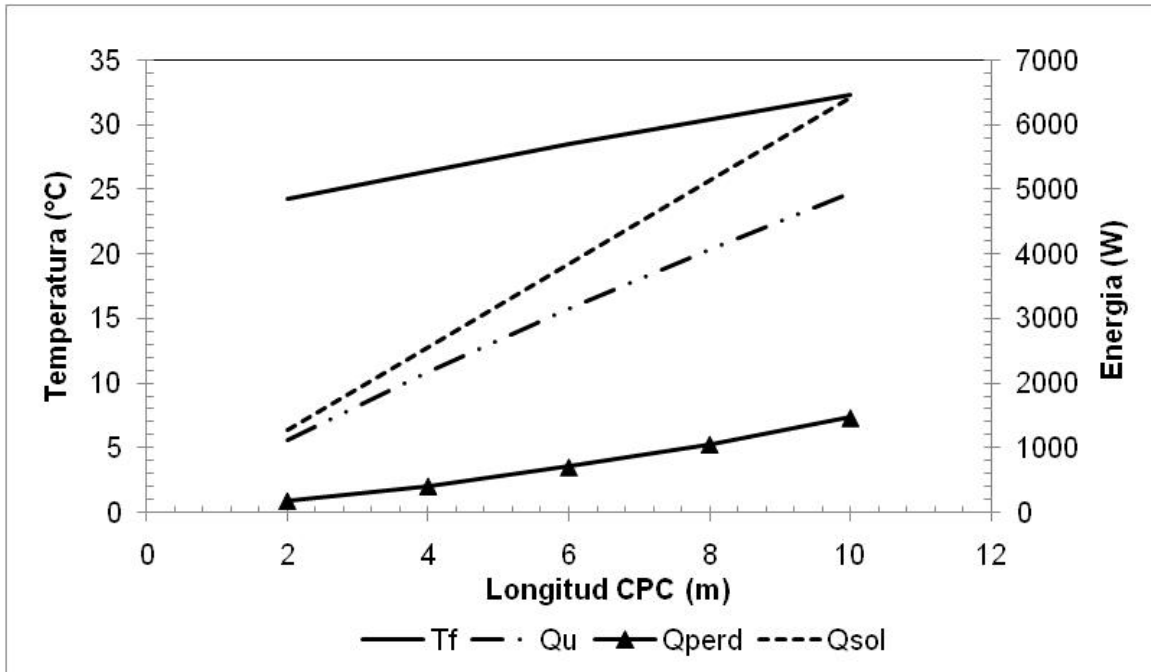


Figura 4.10 Temperatura del fluido y flujos de energía para diferentes longitudes del CPC.

Debido a que las pérdidas de energía se incrementan estas afectan la eficiencia térmica del colector y el coeficiente global de pérdidas, como se muestra en la grafica de la figura 4.11. Se puede observar que al incrementarse la longitud, el coeficiente global de pérdidas aumenta y disminuye la eficiencia térmica.

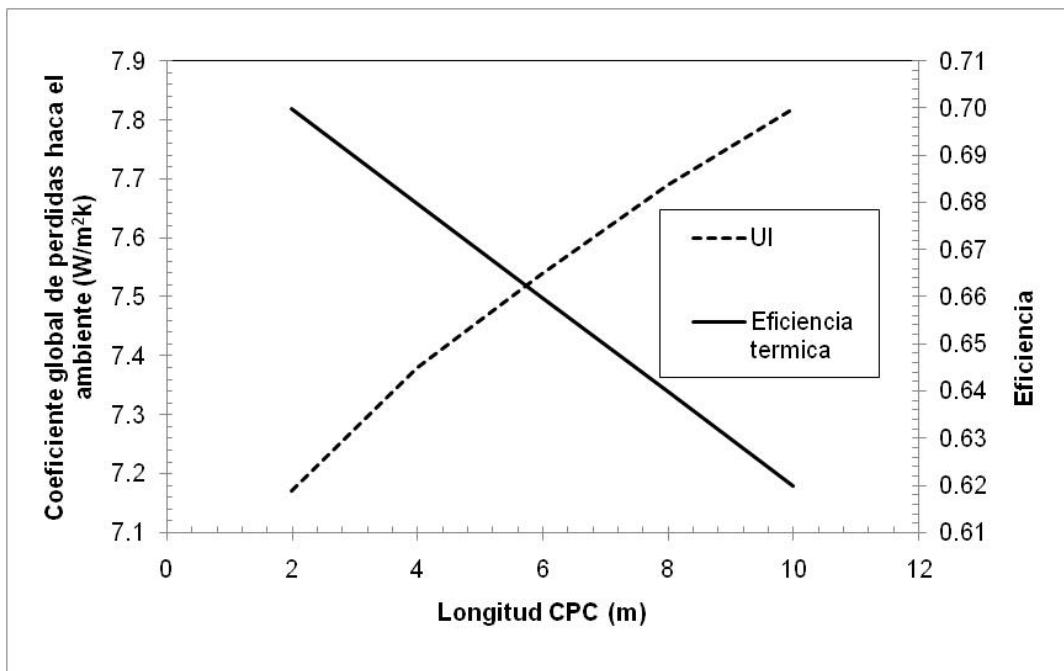


Figura 4.11 Coeficiente global de pérdidas y eficiencia térmica variando la longitud del CPC.

4.3 Construcción del equipo experimental

El sistema de calentamiento solar de agua (CSA) se ha planteado para administrar y satisfacer energía térmica para diferentes aplicaciones, por lo que, debe tener flexibilidad de operar a diferentes condiciones para lograr la temperatura deseada. Para esto se diseñó y construyó el sistema integrando los componentes necesarios que se muestran continuación:

Colector AoSoL

Es un concentrador de alto rendimiento y buena calidad de patente portuguesa de la marca AoSoL, puede trabajar a circulación forzada o en termosifón. Se le nombra CPC por la geometría de concentración formada por una parábola y una involuta para captar la radiación directa y difusa; llevando los rayos solares al tubo absorbedor. Este colector está conformado por siete CPC's internos, cuenta con aislante por la parte posterior y está rodeado de una carcasa de aluminio con cubierta de vidrio. Sus dimensiones son: longitud de 2.01 metros, ancho de 1.10 metros y altura de 0.10 metros, con un peso descargado de 42 kg y un área de captación de 2 metros cuadrados. En la figura 4.12, se presenta el equipo comercial.



Figura 4.12 colector CPC comercial AoSoL

Termo-tanque

Este dispositivo es de la marca AXOL; nos sirve para almacenar la energía térmica absorbida en el fluido para utilizarse cuando se requiera de acuerdo a la demanda, tiene una capacidad de 160 litros y cuenta con aislante térmico para reducir las pérdidas de energía al ambiente. Las conexiones están posicionadas en la parte inferior, tanto la salida de agua fría como la entrada del agua caliente que se interconectan al colector. La entrada del agua caliente en el tanque cuenta con un tubo perforado que sirve como estratificador del agua, el estratificado posiciona al agua a la altura que le corresponde dependiendo de la temperatura a la cual entra, basándose en las diferencias de densidad. Por la parte superior tiene

la salida de agua caliente para la aplicación deseada. En la figura 4.13, se muestran el termo tanque comercial.



Figura 4.13 Termo-tanque comercial.

Calentador de agua convencional (Boyle)

El calentador convencional de gas de la marca CINSA, se colocó como respaldo para cuando la energía almacenada en el termo tanque no satisfaga el nivel de temperatura requerido por la aplicación. El boiler auxiliar se encarga de suministrar la energía faltante para lograr la temperatura requerida. Este equipo funciona con gas LP, pero está planteado modificar el quemador para poder operarlo con biogás y de esta manera satisfacer la demanda energética con fuentes renovables. El equipo se interconectará con el termo-tanque en serie (agua caliente) para aprovechar al máximo la energía almacenada de la fuente solar y se le colocará un punto de pliegue (set point), para mantener la temperatura del agua de salida a la aplicación; de esta forma el boiler auxiliar solo entrará cuando la energía solar no logre satisfacer la calidad de la energía. Mostrado en la figura 4.14.



Figura 4.14 Calentador convencional de agua.

Bomba de circulación forzada

La bomba centrífuga se utiliza para proporcionar la circulación del agua caliente que va a suministrarse en la aplicación y que después retornará al CPC para volverla a calentar. La bomba tiene una potencia de 0.5 HP y trabaja a un flujo máximo de 40 litros por minuto para una altura máxima de 40 metros con 110 volts de corriente alterna de alimentación. A la bomba se le colocará una recirculación para poder manipular el flujo, ya que el colector está diseñado para trabajar con 2 litros por minuto, de esta manera también controlar el nivel de temperatura de salida del agua del colector. La bomba utilizada se muestra en la figura 4.15.



Figura 4.15 Bomba centrífuga comercial.

4.3.1 Acoplamiento del sistema

Después de la elección de los componentes de los subsistemas, se procedió a proponer una estructura para montarlos y poner en marcha el equipo. Se propuso una estructura para el CSA con PTR tubular cedula 40 y se colocaron los componentes.

El sistema de CSA es un equipo experimental que se ha diseñado para un fácil manejo, transporte, ensamblado y desensamblado. Tiene la flexibilidad de colocarse en cuatro posiciones, en tres ángulos de operación para la mayor captación de radiación solar de la zona geográfica y en un ángulo normal al plano para descanso o traslado del equipo. Los tres ángulos de operación son tomados de acuerdo a la temporada en la que se utiliza el colector que son: mayor ganancia de energía en verano (48°), mayor ganancia en invierno (16°) y la media anual (32°) cuando se requiere de agua caliente todo el año, como se muestra en la figura 4.16:



Figura 4.16 Diferentes alturas para colocar el CPC.

El CPC es independiente de la estructura principal, tiene una estructura propia que le proporciona soporte y posee ruedas que facilita su transporte, como se muestra en la figura 4.17.



Figura 4.17 Estructura del calentador.

El CSA cuenta con estructura de fácil almacenamiento y transporte que ocupa poco espacio, como se observa en la figura 4.18, donde se muestra que el equipo puede compactar.



Figura 4.18 Ensamble de almacenamiento y transporte.

Para colocar el sistema hidráulico, se implementaron las tuberías y mangueras, la parte del CPC se soldó con estaño a las conexiones macho de 3/4" de bronce que salen hacia el termo-tanque. Además se soldó la entrada de agua fría al colector por la parte inferior, en la salida de agua caliente por la parte superior y en la purga del CPC en la parte inferior en el extremo libre; finalmente se le adhirió a cada parte su arreglo de tubería y accesorios como se muestra en las figuras 4.19 a, b y c:



Figura 4.19 conectores de agua en el CPC a) Purga de Agua b) Entrada agua fría. c) Salida agua caliente.

En la conexión con el termo-tanque se colocaron tuberías cortas y se completo con mangueras flexibles para no modificar las tuberías para cada una de las tres posiciones o tres inclinaciones del colector en las diferentes épocas. Además estas mangueras se colocaron con rosca unión para su fácil y rápido ensamble. En la figura 4.20, se muestra la parte del termo-tanque en la que se muestra el arreglo para operar la unidad en flujo en termosifón o a flujo forzado.



Figura 4.20 Arreglo para flujo forzado y termosifón.

4.3.2 Sistema completo

El sistema del CSA queda conformado como se muestra en la figura 4.21 y 4.22, en la que se puede observar que la salida del agua caliente en el termo-tanque (parte superior) es donde se encuentra estratificada el agua de mayor temperatura en el termo-tanque, de ahí se conecta en serie a la entrada de agua fría en el calentador auxiliar, donde de ser necesario se calentará el agua de forma convencional, de la salida de agua caliente del auxiliar pasa a la bomba que la envía hacia la aplicación y luego la retorna al colector en operación de día o al termo-tanque en la operación de noche. Después de la bomba hay una recirculación mediante un juego de válvulas que regresa una parte del agua a la entrada en el calentador auxiliar, junto con la que viene del termo-tanque y se utiliza cuando la aplicación requiere menor flujo o demanda menor cantidad de energía que el flujo que suministra la bomba.

En la figura 4.22 se observa que en la parte superior del termo-tanque se cuenta con una desviación que se utiliza como la salida del agua de expansión (se coloca aquí por ser la zona crítica del agua caliente). En esta desviación se coloca una salida con válvula de no retroceso (check), que permite que el agua salga y que no entre, para que el agua sobrante después de la expansión volumétrica debida al calentamiento salga y se almacene en un tanque lateral. Este depósito también en la parte inferior posee una válvula de no retroceso (check) que solo permite el retorno del fluido al sistema. Cuando se enfríe el agua en el sistema sucede lo contrario a la expansión, por lo que se contrae y se reduce su volumen. Con este tanque de expansión aseguramos que no haya riesgos por excesos de presión y roturas del sistema hidráulico sobre todo en el colector ya que es la sección más débil del sistema y por lo tanto, sería el punto crítico ya sea expansión por calentamiento e incluso expansión por congelamiento de agua.



Figura 4.21 Calentador solar de agua con sistema de tuberías (vista 1).



Figura 4.22 Calentador solar de agua con sistema de tuberías (vista 2).

4.4 Instrumentación del Equipo Experimental

4.4.1 Diagrama de tuberías e instrumentación del CSA

Se realizó un diagrama de tuberías e instrumentación para representar el sistema del calentamiento solar de agua (figura 4.23), en el cual se muestra la configuración a modo de esquema de la óptima colocación de los sensores, válvulas y demás componentes del sistema, tomando en cuenta el arreglo de la tubería de galvanizado. Con este se logra el correcto funcionamiento de la unidad para el tipo de flujo que se desee (termosifón o forzado).

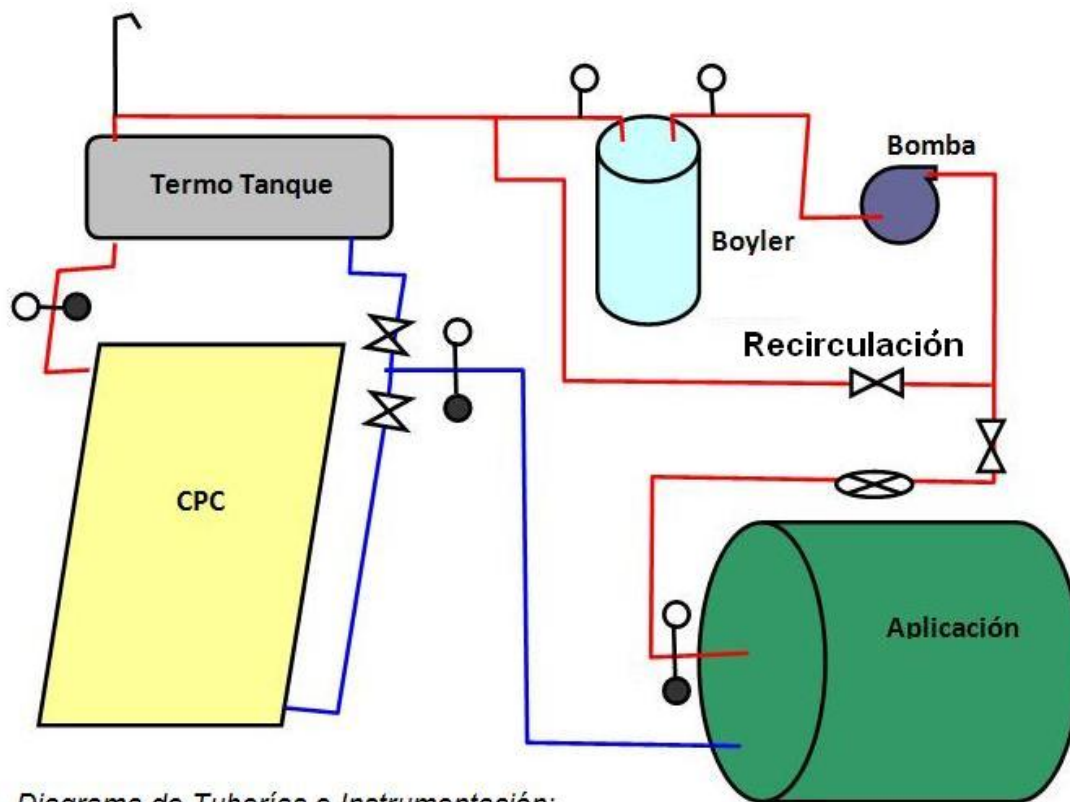


Diagrama de Tuberías e Instrumentación:

- ----- Sensor de temperatura.
- ----- Sensor de Presión.
- Agua caliente.
- Agua Fría.
- ⊗ ----- Medidor de flujo.
- ⊗ ----- Válvula bola.

Figura 4.23 Diagrama de tuberías e instrumentación.

4.4.2 Sensores utilizados en el estudio experimental

Los sensores utilizados en las pruebas experimentales, son básicamente medidores de temperatura tipo detector de resistencia térmica de cuatro hilos de platino (RTD 4W pt-100, por sus siglas en inglés), de vástago de dos pulgadas y rosca de ½ pulgada NPT. El RTD trabaja en un rango muy amplio de temperaturas desde -200 a 650 °C, la precisión en la lectura es de $\pm 0.2\%$; la figura 4.24, muestra el RTD utilizado junto con otros utilizados en la calibración de los mismos.

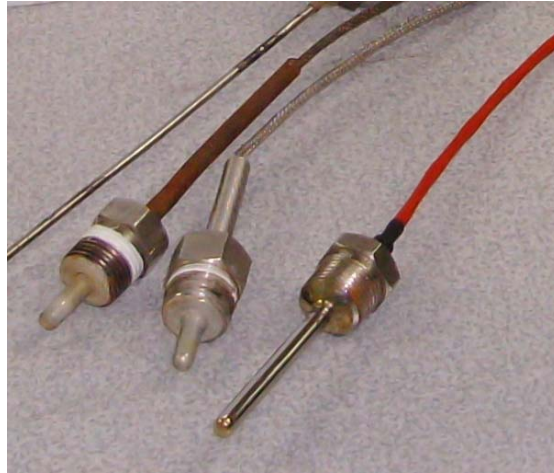


Figura 4.24 Sensor de temperatura RTD.

Se utilizó un sensor de flujo de turbina HEDLAND, Modelo 110-375-PA, este sensor tiene un error de $\pm 1\%$ en lectura y una repetitividad del $\pm 0.1\%$. El rango de flujos que maneja son de 2.27 a 11.36 litros por minuto y un rango de temperaturas de -101 a 177 °C; además posee un sensor magnético alimentado con voltaje de 5 a 20 V. La salida de la información se recibe como frecuencia. Las conexiones con el sensor de flujo son de rosca macho de ½ pulgada tipo NPT, como se muestra en la figura 4.25.

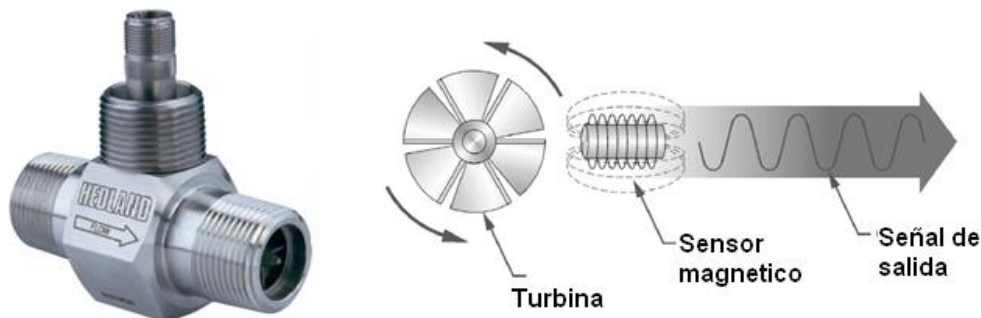


Figura 4.25 Sensor de flujo y su sistema de medición.

4.4.3 Calibración de sensores

Es importante la calibración para tener datos en los cuales se pueda confiar. El tener un instrumento calibrado no significa que este funciona bien si no que la diferencia entre lo que el instrumento indica y lo que debiera indicar es conocida, es simplemente la comparación de un instrumento contra un patrón de exactitud conocida. La calibración nos ayuda a determinar la desviación de la lectura del instrumento de un valor verdadero, así como realizar correcciones y/o ajustes que permiten eliminar errores producidos por medición. Propiamente el equipo calibrado proporciona confianza de los datos que se están obteniendo y por lo tanto de los resultados o conclusiones que surjan de los mismos.

Aun siendo los sensores nuevos no se debe confiar en los datos leídos, los instrumentos deben ser calibrados periódicamente para asegurar las lecturas y encontrar la trazabilidad del instrumento. Otra ventaja de calibrar los sensores, es que se puede cumplir con las normas de calidad en caracterización de colectores solares bajo las cuales se trabaja.

Para el proceso de calibración se utilizó un calibrador de sensores de temperatura de la marca AMETEK, Calibration Instruments (CTC-140 A) que trabaja con resistencias eléctricas que calienta aire en el interior. En la figura 4.26 se muestra el equipo de calibración que se utilizó para calibrar un sensor tipo RTD 4W (pt-100), el que se tomo como sensor patrón y posteriormente se utilizó para calibrar los demás sensores.



Figura 4.26 Calibrador AMETEK CTC-140 A.

Los datos del RTD fueron capturados por el sistema de adquisición de datos (SAD) Agilent VEE PRO que cuenta con un intervalo de captura de cinco segundos para revisar la precisión del sensor.

Los valores obtenidos con el calibrador para diferentes temperaturas se muestran en la tabla 4.1. La curva de las mediciones se puede observar en la figura 4.27. La ecuación para ajuste de este sensor que se tomará como el sensor patrón, es la que se representa en la ecuación 4.1:

Tabla 4.1 Resultados del sensor patrón.

Ametec	Patron
30	30,246
40	40,234
50	50,319
60	60,235
70	70,226
80	80,268

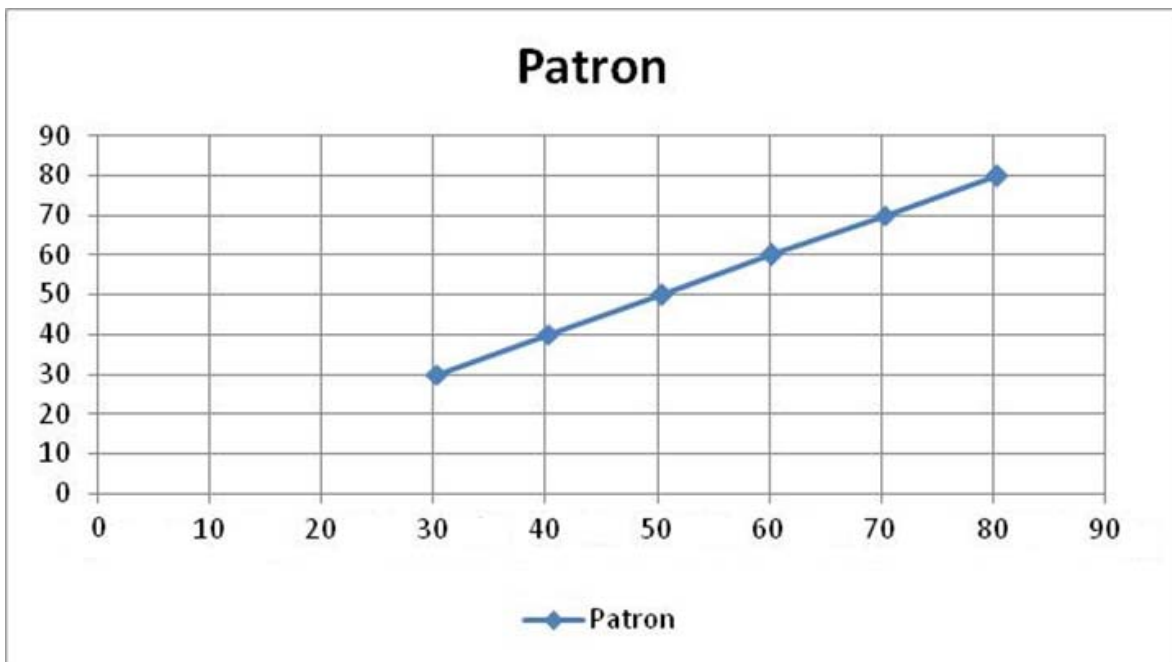


Figura 4.27 Curva de ajuste para el sensor patrón.

Ecuación de ajuste de RTD patrón:

$$Y = 1.000006x + 0.254352.....(Ec. 4.1)$$

Una vez calibrado el sensor, se procede a colocar el resto de los sensores a utilizar en baño maría (figura 4.28) para ajustarlos de manera práctica, pero hay que asegurar que el vástago se encuentre hasta el nivel del agua de

calentamiento. El procedimiento de calibración se realiza tomando lecturas en intervalos cortos para los mismos puntos de temperaturas en el baño maría y se almacenan mediante el SAD. Para la calibración se encontraron los valores en °C mostrados en las tablas 4.2 y 4.3:



Figura 4.28 Baño maría para calibrar el resto de RTD's.

Tabla 4.2 RTD del 2 al 6 respecto al patrón.

Baño maria	Patron	RTD 2	RTD 3	RTD 4	RTD 5	RTD 6
30	29.87	29.39	29.37	29.27	29.43	29.45
40	39.97	39.54	39.45	39.36	39.68	39.41
50	49.97	49.46	49.10	49.24	49.47	48.93
60	60.22	59.52	59.06	59.14	59.53	59.02
70	70.01	69.21	68.76	68.73	69.30	68.82
80	79.77	78.90	78.37	78.54	79.23	78.71

Tabla 4.3 RTD 1, 7 al 10 respecto al patrón.

Baño maria	Patron	RTD 1	RTD 7	RTD 8	RTD 9	RTD 10
30	29.89	29.89	29.72	29.65	29.76	29.94
40	39.98	39.92	39.37	39.50	39.65	40.00
50	49.98	49.66	48.72	48.89	48.90	49.62
60	60.01	59.53	57.29	58.49	59.17	59.43
70	70.16	69.44	66.63	68.36	69.01	69.34
80	79.93	78.91	75.93	77.76	78.31	78.91

Para el ajuste de los RTD's se realizó una regresión lineal con los valores medidos y se obtuvo la ecuación de ajuste que se muestra en la grafica de la figura 4.29. En esta misma figura se muestran curvas generadas por tales valores,

donde la diferencia entre las lecturas es poca y no se distingue la variación, es por ello que se genera una nueva grafica en base a los porcentajes de error en la medición respecto al sensor patrón y no en el valor real, en la grafica de la figura 4.30 se muestran tales porcentajes de todos los RTD's.

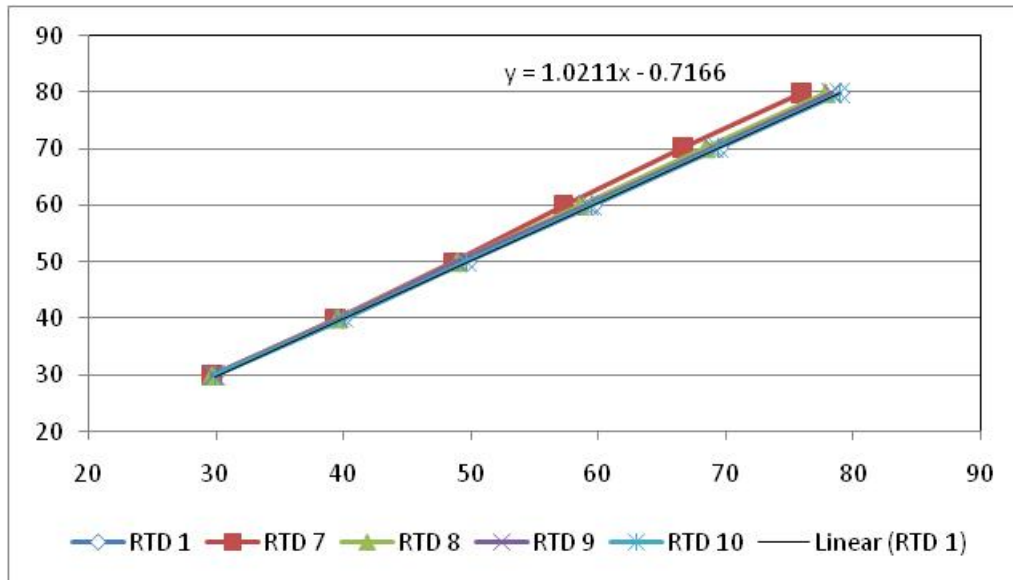


Figura 4.29 Grafica de sensores 1, 7 al 10 para el ajuste.

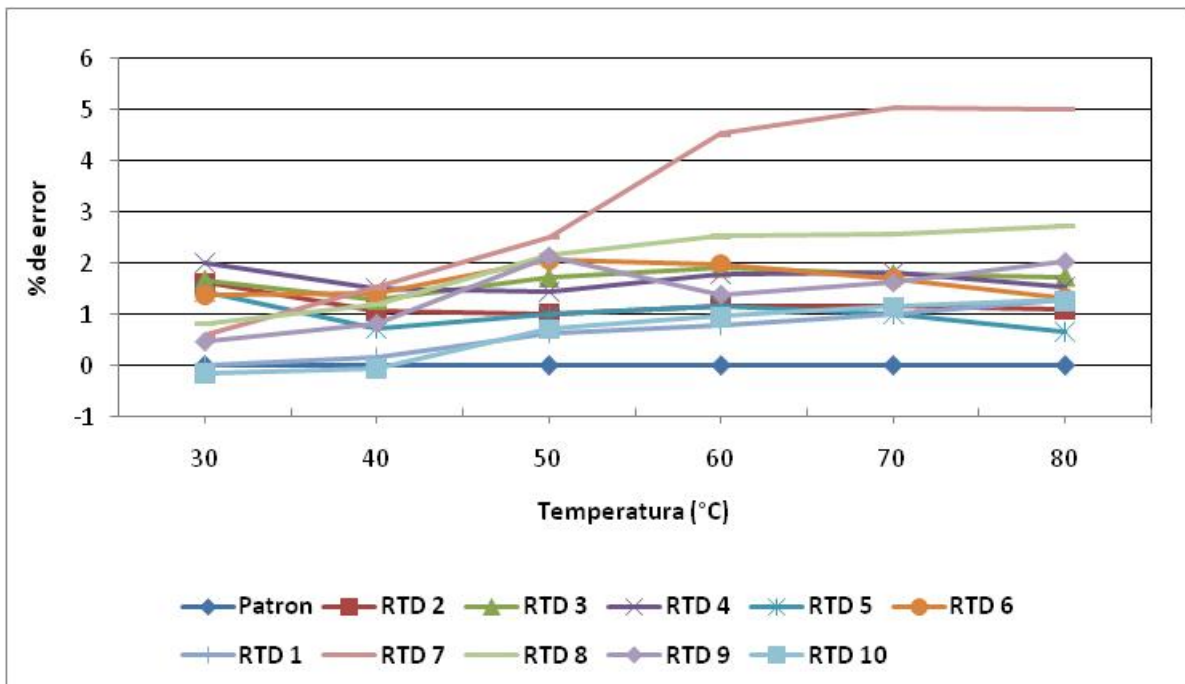


Figura 4.30 Porcentaje de error en la medición de todos los RTD's.

Para ajustar la medición de cada uno de los sensores a la medición que debe dar, se obtuvieron las ecuaciones mostradas en la tabla 4.4; ajustando la medición hasta el valor del calibrador AMETEK.

Tabla 4.4 Ecuaciones de ajuste de los RTD's al AMETEK.

Sensor	Ecuacion de ajuste	Sensor	Ecuacion de ajuste
RTD2	$y = 1.0094x + 0.1211$	RTD1	$y = 1.0211x - 0.7166$
RTD3	$y = 1.0203x - 0.1486$	RTD7	$y = 1.0912x - 2.7804$
RTD4	$y = 1.016x + 0.0562$	RTD8	$y = 1.0416x - 1.0211$
RTD5	$y = 1.0056x + 0.2246$	RTD9	$y = 1.0281x - 0.6646$
RTD6	$y = 1.0153x + 0.0854$	RTD10	$y = 1.0235x - 0.8306$

Con los valores del patrón en las tablas 4.2, 4.3 y utilizando las ecuaciones de ajuste de cada sensor en la tabla 4.4; se obtiene el nivel de precisión de los sensores respecto al calibrador, como se muestra en la tabla 4.5:

Tabla 4.5 Nivel de precisión de los RTD's.

Nivel de Temperatura (°C)	RTD 2	RTD 3	RTD 4	RTD 5	RTD 6	RTD 1	RTD 7	RTD 8	RTD 9	RTD 10
30	0.003	0.002	0.003	0.002	0.004	0.003	0.008	0.001	0.001	0.003
40	0.002	0.003	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003	0.003
50	0.002	0.000	0.002	0.000	0.004	0.000	0.008	0.001	0.007	0.000
60	0.000	0.002	0.001	0.002	0.003	0.001	0.004	0.002	0.003	0.000
70	0.001	0.000	0.002	0.001	0.001	0.001	0.003	0.000	0.002	0.000
80	0.000	0.001	0.001	0.002	0.003	0.001	0.002	0.001	0.001	0.000
Promedio	0.001	0.001	0.002	0.002	0.003	0.001	0.005	0.001	0.003	0.001

La ventaja de este tipo de sensores, es que son muy estables y no tienen mucha variabilidad en la medición; por lo que, con las ecuaciones de ajuste se logran aproximaciones cercanas al valor real.

Otra variable a medir con el calibrador es el tiempo de respuesta para probar la velocidad en que se detectarían los cambios repentinos en el sistema. Para esta prueba los datos se capturaron con intervalos de un segundo. Primeramente se midió partiendo una temperatura de 80 °C hasta llegar a la temperatura ambiente aproximadamente 25 °C y en el caso contrario, con los valores ya mostrados en la tabla 4.6, se observa que el sensor patrón tiene una velocidad de respuesta menor de 10 segundos, mientras que el resto de los RTD

es de más de 40 segundos, por lo que, si se presenta algún cambio o perturbación muy repentino en la temperatura del sistema no podrá ser detectado por los sensores. En nuestro caso en particular no habrá variación considerable en intervalos de tiempo corto, debido a la inercia que presenta la operación de un colector solar.

Tabla 4.6 Tiempos de respuesta de los RTD's respecto al patrón.

Sensor	Tiempo de lectura de Tamb a 80 °C	Tiempo de lectura de 80 °C a Tamb
Patron	6 s	9 s
RTD 1	>40 s	>40 s
RTD 2	>40 s	>40 s
RTD 3	>40 s	>40 s
RTD 4	>40 s	>40 s
RTD 5	>40 s	>40 s
RTD 6	>40 s	>40 s
RTD 7	>40 s	>40 s
RTD 8	>40 s	>40 s
RTD 9	>40 s	>40 s
RTD 10	>40 s	>40 s

El tiempo de respuesta de los valores mencionados se puede corroborar con el grafico de la figura 4.31. Se observa el buen comportamiento del sensor patrón y como el resto de los sensores tienen un comportamiento similar pero con un retraso en el sensado para incrementos de temperatura de aproximadamente 5 °C. En el grafico de la figura 4.32 se puede observar el comportamiento para un incremento de aproximadamente 55 °C, partiendo de una temperatura ambiente de 25 °C y llegando a 80 °C.

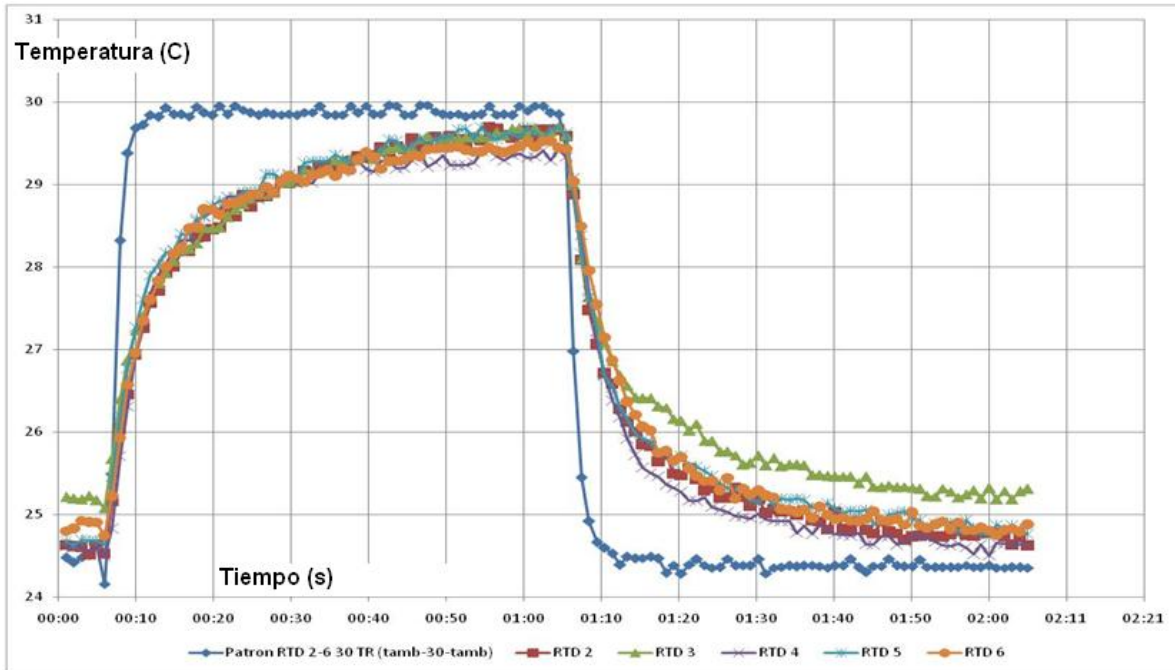


Figura 4.31 Tiempo de respuesta para un incremento de temperatura ambiente a 30°C.

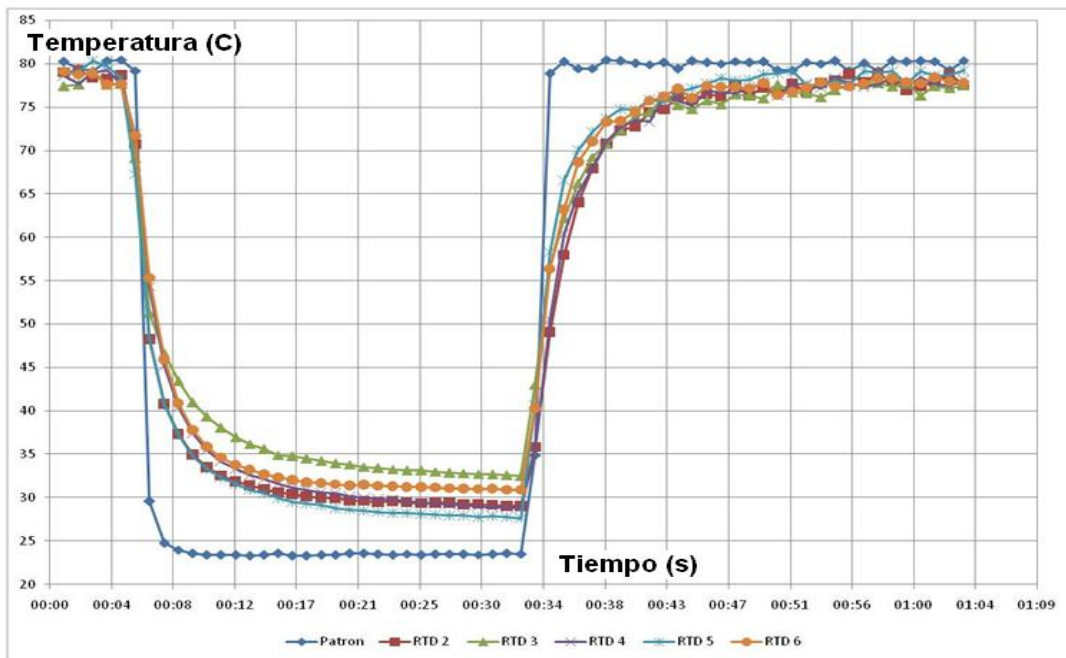


Figura 4.32 Tiempo de respuesta para un incremento de temperatura ambiente a 80°C.

De acuerdo a la calibración realizada se considera que sí se puede trabajar con ellos, ya que se sensarían condiciones controladas a la entrada del colector y no habrá cambios bruscos en la medición de la temperatura en el sistema. Además con las ecuaciones de ajuste se puede confiar en los valores medidos por los RTD's. La forma de instalación se muestra en la figura 4.33 a) y b). El arreglo

de tuberías de cada sensor es en la entrada del agua fría y en la salida del agua caliente del CPC respectivamente, con ello es posible medir y recopilar el incremento de temperatura logrado en el colector y obtener de esta manera el calor útil y la eficiencia experimental del CPC.



Figura 4.33 Ubicación de los sensores de temperatura a) Entrada, b) Salida del CPC.

Otros sensores calibrados son los sensores de flujo, los cuales son medidores de frecuencia con una turbina dentro de una cavidad y con sensor electromagnético que mide los giros de la turbina. Aun cuando no se cuenta con un calibrador, se procedió a una calibración con datos medidos de manera manual a través de un recipiente graduado y a flujo constante regulado. El arreglo de calibración de los sensores de flujo se muestra en la figura 4.34:

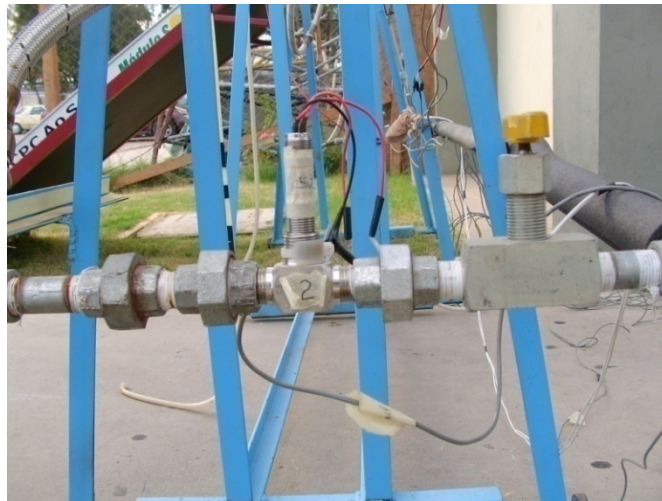


Figura 4.34 Sensor de flujo.

A partir de la calibración realizada se obtuvieron los datos que se muestran en las tablas 4.7 y 4.8, para el sensor 1 y 2 respectivamente. En tales se puede

observar las diferencias de aproximadamente 1 LPM a pesar de que los sensores son nuevos.

Tabla 4.7 Valores promedio medidos manualmente (sensor 1).

	Flujo xx (LPM)	Flujo xxx (LPM)	Flujo xxxx (LPM)	Flujo xxxxx (LPM)
Manual	11.66	11.20	9.99	5.52
Sensor	10.25	10.27	8.74	5.02

Tabla 4.8 Valores promedio medidos manualmente (sensor 2).

	Flujo xx (LPM)	Flujo xxx (LPM)	Flujo xxxx	Flujo xxxxx
Manual	11.66	10.54	9.67	5.48
Sensor	9.44	8.89	8.17	4.54

Para obtener la curva de ajuste para cada sensor se utilizan los valores obtenidos de la calibración las cuales se muestran en las graficas de las figuras 4.35 y 4.36.

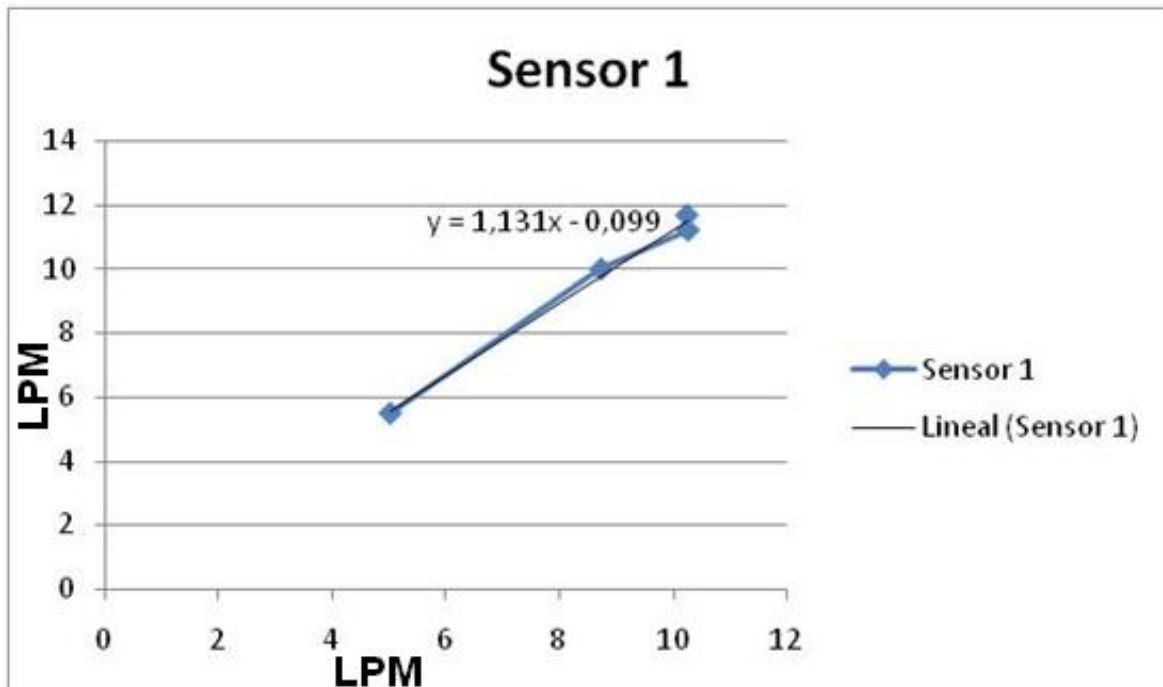


Figura 4.35 Ajuste del medidor de flujo 1.

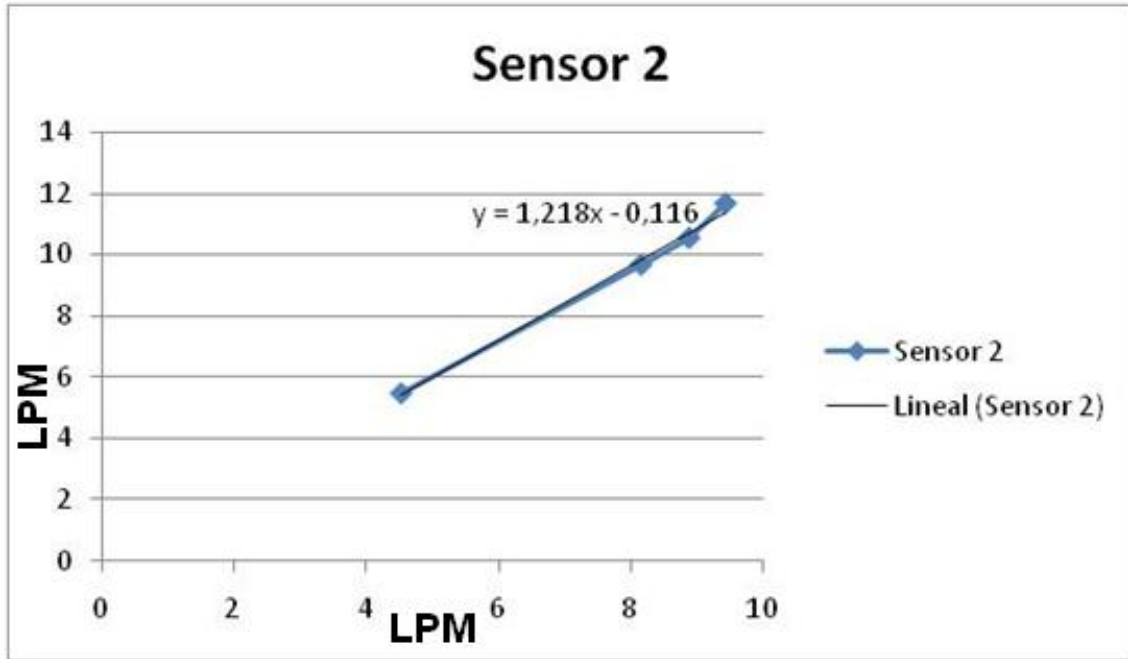


Figura 4.36 Ajuste del medidor de flujo 2.

En la tabla 4.9 se muestran las ecuaciones de ajuste de los sensores de flujo para obtener el ajuste del valor medido al valor real.

Tabla 4.9 Ecuaciones de ajuste para el sensor de flujo 1 y 2.

sensor 1	$y = 1,131x - 0,099$
sensor 2	$y = 1,218x - 0,116$

“Si no se mide lo que se hace, no se puede ajustar y si no se puede ajustar, no se puede controlar y si no se puede controlar no se puede mejorar.”

María Guadalupe Velasco

4.5 Pruebas Experimentales

Para realizar las pruebas experimentales se utilizó un banco de prueba de colectores diseñado en el laboratorio de energía solar (García, 2008), aunque se contaba con el sistema diseñado para el CPC. La elección del banco de pruebas fue debido a que contaba con el sistema de monitoreo necesario. El banco de

pruebas cuenta con una plataforma para la calibración y caracterización de colectores solares, los resultados del banco de pruebas se utilizan para obtener la ecuación y la grafica de eficiencia instantánea, que es utilizada para conocer el comportamiento del colector. En la figura 4.37 se muestra la integración del colector CPC al banco de pruebas.



Figura 4.37 CPC en el banco de pruebas.

Este sistema está equipado con sensores de temperatura calibrados tipo RTD pt 100 - 4w (figura 4.24) en la entrada y la salida del colector; medidores de flujo (en frecuencia) en la entrada de agua, para conocer la cantidad de flujo másico que se suministra al colector que se traduce a las condiciones de operación del sistema, con estas mediciones podemos calcular la ganancia neta de calor en el colector. Para almacenar las mediciones se utiliza un Sistema de Adquisición de Datos (SAD) Agilent 34970 A,(figura 4.38).



Figura 4.38 Sistema de adquisición de datos (SAD).

Las condiciones ambientales bajo las que se realizan las pruebas son muy importantes, es por ello que se midieron utilizando una mini-estación de monitoreo ambiental HOBO weather station como la que se muestra en la figura 4.39. De esta manera podemos conocer el comportamiento del colector en condiciones ambientales cambiantes. Con la estación meteorológica se pueden obtener los valores de temperatura ambiente, humedad relativa, radiación global, velocidad y dirección del viento. Estas variables son importantes en el estudio de experimental de un colector solar, ya que influyen en la cantidad de energía que llega al colector y en las pérdidas de energía hacia el ambiente.



Figura 4.39 Estación de monitoreo ambiental (HOBO).

Para conocer el nivel de certidumbre que tenemos en las lecturas de los sensores se utilizó el programa Engineering Equation Solver (EES), donde se introducen los valores incertidumbre y repetitividad de los sensores obtenidos en las calibraciones. De este programa se obtiene la incertidumbre en el cálculo del calor útil, donde el nivel de incertidumbre es de $\pm 0.5\%$ del valor calculado, como se muestra en la tabla 4.10:

Tabla 4.10 Medición del nivel de incertidumbre.

Variable \pm Incertidumbre	Derivada parcial	% de incertidumbre
<u>$q = 1226 \pm 5.032$</u>		
$m = 2.447 \pm 0.01$	$\partial q / \partial m = 500.9$	99.09 %
$t1 = 27.67 \pm 0.002$	$\partial q / \partial t1 = -169.8$	0.46 %
$t2 = 34.89 \pm 0.002$	$\partial q / \partial t2 = 169.8$	0.46 %

Las variables medidas tanto de operación como de las ambientales nos servirán como base en el estudio experimental, con el cual se va a validar el modelo matemático y probar la confiabilidad de la solución del simulador. Los resultados obtenidos del estudio experimental y de la simulación se presentan en el capítulo 5.

4.6 Análisis e Interpretación de Resultados

Los valores de los datos medidos en el estudio experimental nos servirán como base para la comparación y validación del modelo matemático con los resultados obtenidos mediante la simulación. En el estudio experimental se realizaron las mediciones de las variables de operación mediante los sensores y de las variables climatológicas con la estación de monitoreo ambiental. Con estos datos podemos conocer el comportamiento del CPC y básicamente son: la temperatura del agua de entrada y de salida del colector en (°C), el flujo másico al cual entra el agua (kg/s), la temperatura ambiente, la radiación solar, velocidad del viento, dirección del viento y la humedad relativa.

Las pruebas experimentales fueron realizadas cerca al medio día en tiempo solar verdadero, el colector fue orientado al sur geográfico y colocado a una inclinación media anual en base a la regla empírica de inclinación como función de la latitud, para Mexicali (32°) y las lecturas que se tomaron es cuando el ángulo de incidencia esta dentro del ángulo de aceptación del CPC, para así confiar en que la radiación que llega al colector es llevada hasta el tubo absorbedor.

Partiendo de la ecuación de calor mostrada en la ecuación 4.2 y de los datos medidos podemos calcular el calor útil:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_f - T_i) \dots\dots\dots (Ec. 4.2)$$

Para lo que se debe calcular antes la densidad en (kg/Lt), esta se calcula como un valor promedio de las densidades del agua a lo largo de todo el tubo absorbedor que es lo mismo a calcularla en función de la temperatura promedio con un polinomio descrito en (ASHRAE Handbook, 1997), mostrado en la ecuación 4.3:

$$\delta = \frac{\left[\begin{array}{l} -4.79E-13 * T^6 + 4.36E-10 * T^5 - 1.78E-7 * T^4 + 3.98E-5 * T^3 - \\ 7.14E-3 * T^2 + 4.03e-2 * T + 1000 \end{array} \right]}{1000} \dots\dots\dots (Ec. 4.3)$$

El siguiente cálculo es el flujo másico en (kg/s), este es simplemente una conversión, si conocemos en flujo volumétrico (LPM) solo multiplicamos por la densidad (kg/Lt), cambiando también las unidades de tiempo, en este caso es (1 min/60 s) nos da como resultado la ecuación 4.4:

$$\dot{m} = \text{flujo} \rho / 60 \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.4})$$

El calor específico (Cp) se debe calcular en función de la temperatura media del fluido, suponiendo así una capacidad calorífica promedio del agua al igual que la densidad, se calcula con un polinomio del mismo manual (ASHRAE Handbook, 1997), y se muestra en la ecuación 4.5:

$$Cp = \left[\begin{array}{l} -1.68E -14 * T^6 - 1.93E -11 * T^5 + 3.99E -9 * T^4 - 6.29E -7 * T^3 \\ + 6.05E -5 * T^2 - 2.56E -3 * T + 4.22 \end{array} \right] * 1000 \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.5})$$

Una vez que se cuenta con estos datos se puede calcular el calor útil como se indicó en la ecuación 4.2.

Por otra parte podemos calcular la cantidad de energía que es atrapada en el absorbedor con la ecuación 4.6, donde interviene la radiación global incidente y las propiedades ópticas de los materiales como ya se explico en las ecuaciones 3.18 a la 3.23:

$$Q_{sol} = (G_b + G_d) \tau_c \rho^n \alpha_a \cdot A_c \dots\dots\dots(\text{Ec. 4.6})$$

Ahora mediante un balance de energía se calculan las pérdidas de calor hacia el ambiente; si aplicamos el balance donde lo que entra mas lo que se genera es igual a lo que sale más lo que se almacena; y considerando que en nuestro sistema no hay almacenamiento ni generación de energía, nos queda que lo que entra es igual a lo que sale, en este caso particular hay dos salidas de energía una como calor útil y otra como perdidas al ambiente, por lo que la energía que llega del sol es igual al calor útil mas las pérdidas al ambiente, como indica la ecuación 4.7:

$$Q_{sol} = Q_u + Q_{perd} \dots\dots\dots(Ec. 4.7)$$

Despejando Q_{perd} , resulta la ecuación 4.8:

$$Q_{perd} = Q_{sol} - Q_u \dots\dots\dots(Ec. 4.8)$$

Las pruebas experimentales se realizaron en los primeros días del mes de diciembre del 2008 y los datos analizados nos dan como resultado las siguientes graficas de temperatura y de los flujos de energía del balance global.

Para la prueba del día 1 se tienen los siguientes valores promedio de las variables climáticas: radiación solar de 880 W/m^2 , temperatura ambiente de $27.3 \text{ }^\circ\text{C}$, velocidad del viento de 0.5 m/s , y flujo másico de 3.23 LPM , para lo cual bajo estas condiciones se obtiene un calor útil de 1120 W , con una pérdida de energía de 295 W . En la prueba del día 2 los valores son los siguientes: radiación solar de 813 W/m^2 , temperatura ambiente de $25.5 \text{ }^\circ\text{C}$, velocidad del viento de 1.19 m/s , y flujo másico de 2.44 LPM , para lo cual, se obtiene un valor de calor útil de 1088 W y una pérdida de energía de 245 W .

En el estudio de un calentador solar es importante la calidad y la cantidad de la energía por lo que en la figura 4.40 se muestra la temperatura de entrada del agua al colector solar, la temperatura de salida y la temperatura ambiente para un flujo fue de $2.4 \text{ litros por minuto}$. En la que se observa un incremento en la temperatura de salida respecto a la de entrada $6 \text{ }^\circ\text{C}$, para las condiciones mencionadas.

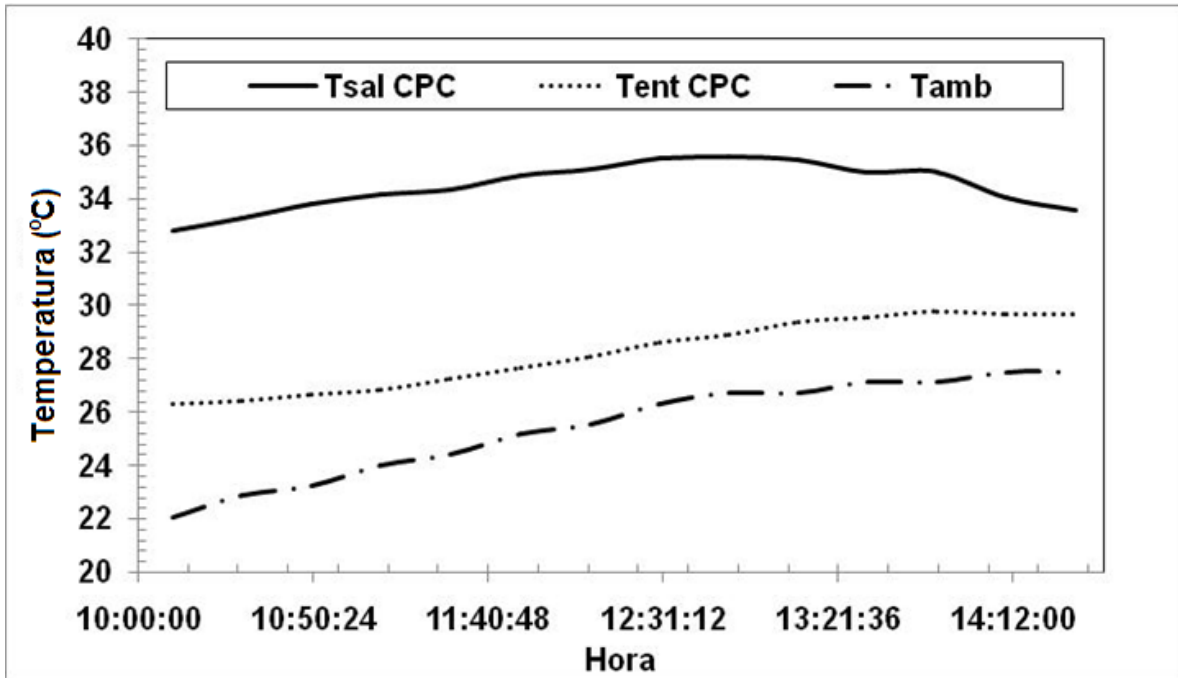


Figura 4.40 Comportamiento de la temperatura de salida del fluido.

En las figuras 4.41 y 4.42, se observan los comportamientos de los flujos de calor, considerando la energía que llega al absorbedor (Q_{sol}), la energía ganada por el fluido (Q_u), y las pérdidas de energía hacia el ambiente (Q_{perd}), para dos de los mejores días de las pruebas experimentales (2 y 3 de diciembre del 2008) donde los comportamientos son muy similares.

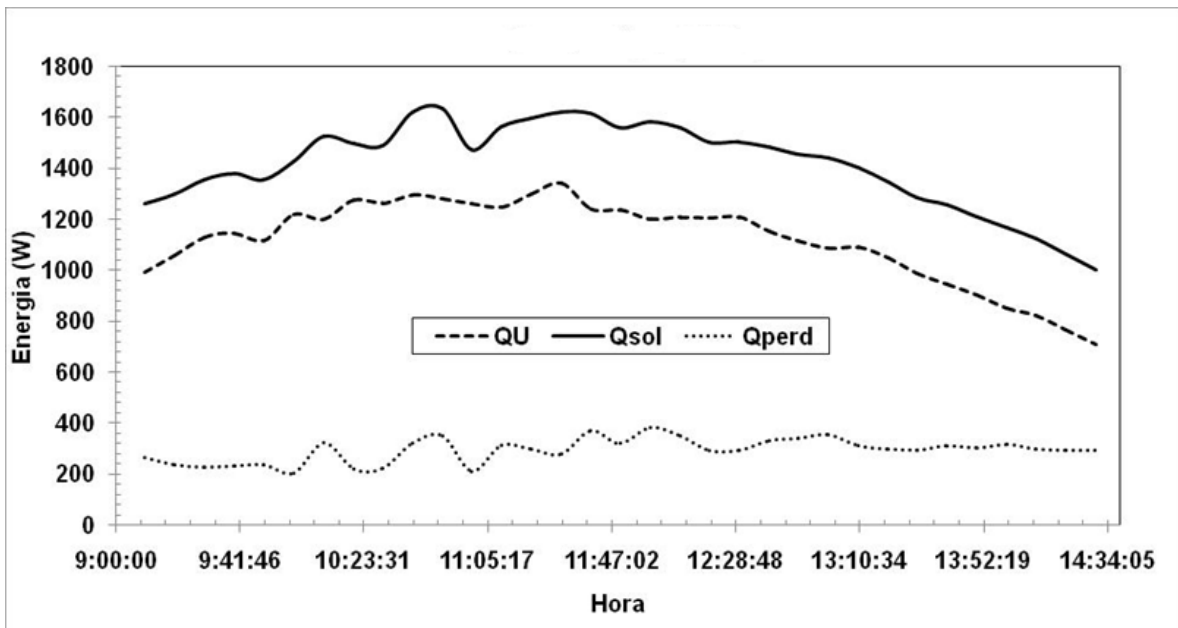


Figura 4.41 Flujos de calor (día 1).

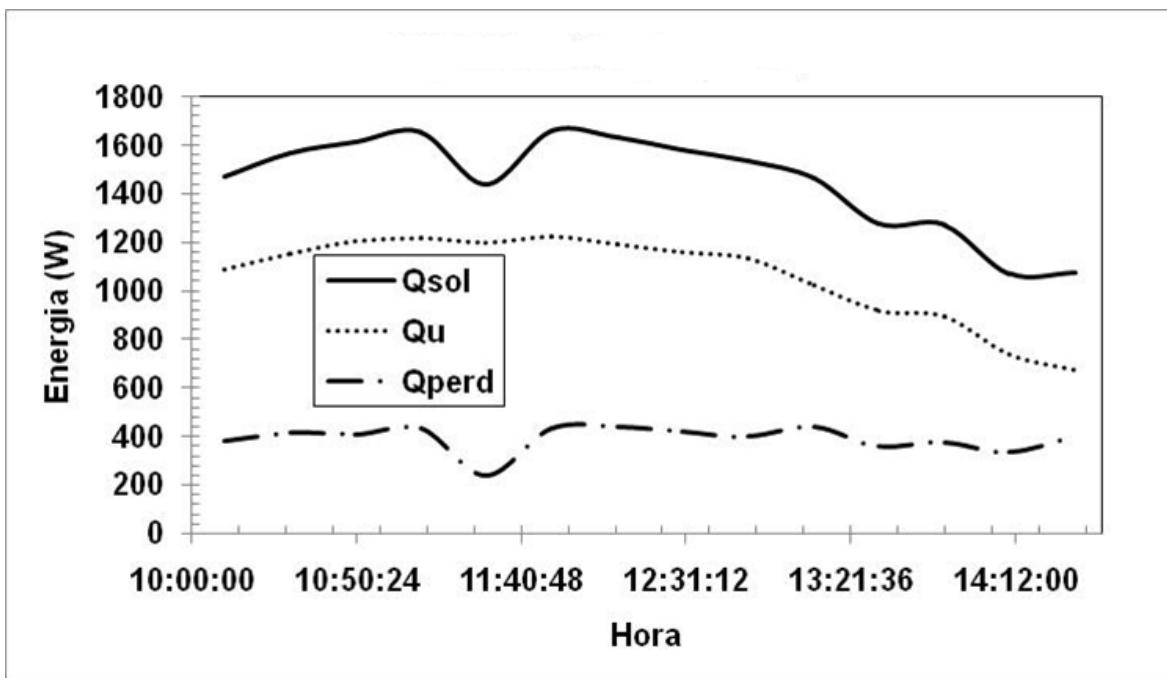


Figura 4.42 Flujos de calor (día 2).

Se puede observar en las graficas 4.41 y 4.42, que las pérdidas de calor son bajas en comparación con el calor útil, aproximadamente un 80% de la energía solar que se absorbe en el tubo se transfiere al fluido, mientras el 20% restante son las perdidas hacia el ambiente. También los comportamientos de los flujos son muy similares en ambos días, aunque en el día 1 se provocó una perturbación del flujo reduciéndolo de 4 a 2.5 LPM, aproximadamente a las 11:50 horas, para probar la respuesta del sistema.

Las pequeñas diferencias se deben a la variación de las condiciones climatológicas y como no se puede tener control sobre estas, no se tendrán resultados iguales a menos que se trabaje bajo condiciones controladas; sin embargo se puede decir que la ganancia de energía del CPC para estas fechas es buena.

En la grafica de la figura 4.43, se observa el comportamiento de la temperatura de salida del fluido y como es afectada por la velocidad del viento (graficada en el lado derecho) en el día 2. Es importante conocer este efecto porque es el que nos provoca mayores pérdidas hacia el ambiente por lo tanto una disminución en la temperatura de salida del colector. A la vez se grafica el flujo de agua en el lado derecho de la grafica, donde se puede observar que permanece casi constante es por eso que no se distingue el efecto que un flujo de agua diferente provocaría.

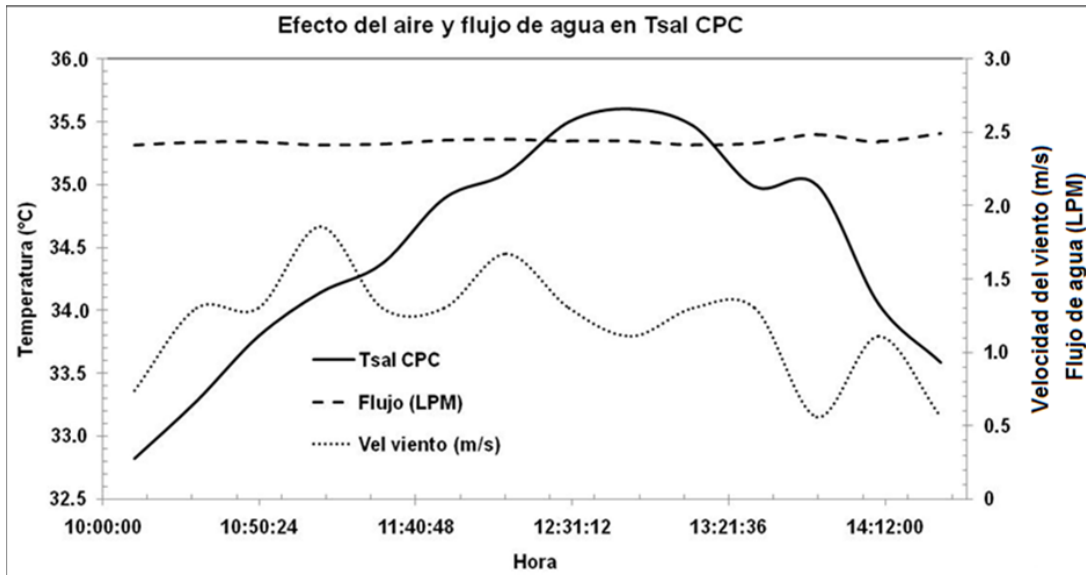


Figura 4.43 Efecto de la velocidad de viento y el flujo de agua en T sal CPC.

La velocidad del viento afecta también directamente a la energía perdida (Q_{perd}) hacia el ambiente, por la sección de la cubierta donde se tiene la mayor pérdida de calor del sistema, en la figura 4.44, se observa una tendencia muy parecida en las velocidades del viento y el flujo de energía.

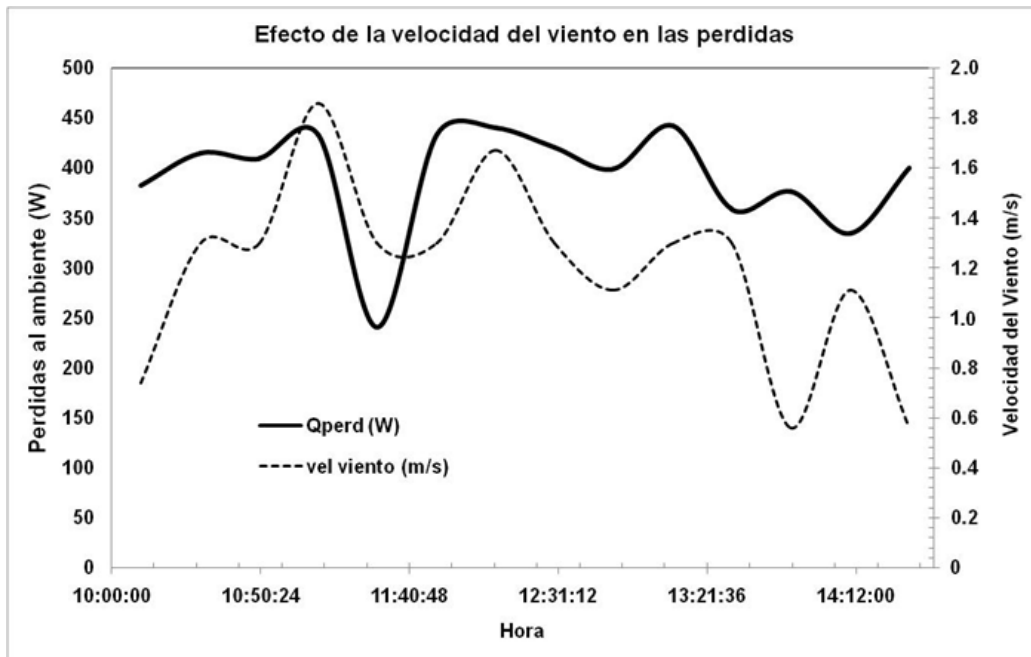


Figura 4.44 Efecto de la velocidad del viento en las pérdidas hacia el ambiente.

El efecto de la temperatura ambiente en la temperatura de salida del fluido bajo las condiciones climatológicas que es evaluada, se muestra en las figuras

4.45 y 4.46, para los días 1 y 2 respectivamente. Se observa el efecto de la temperatura ambiente sobre la de salida del fluido no es tan significativa como lo es la energía que llega al absorbedor.

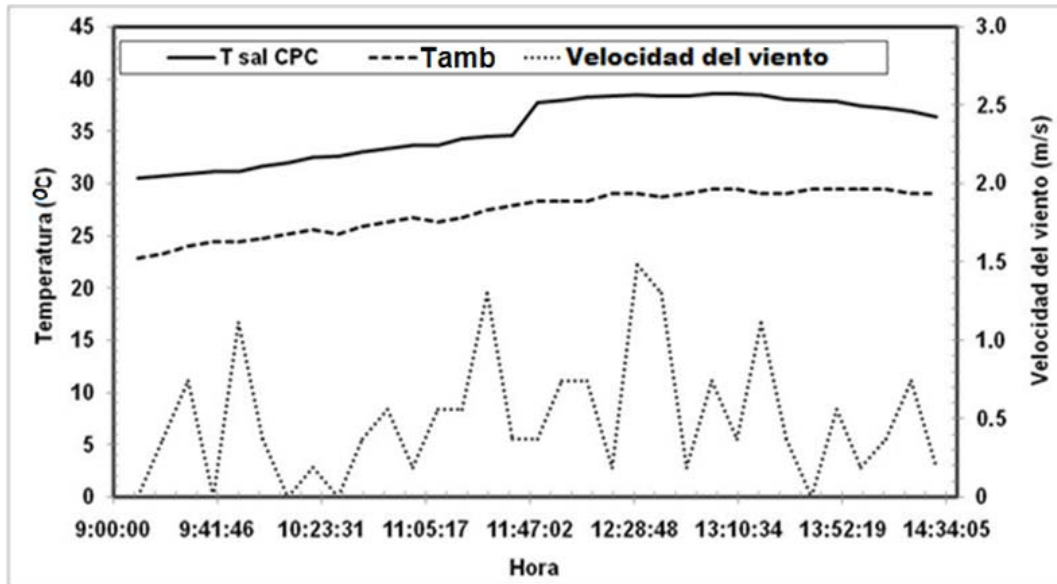


Figura 4.45 Efecto de la temperatura ambiente en la temperatura de salida (día 1).

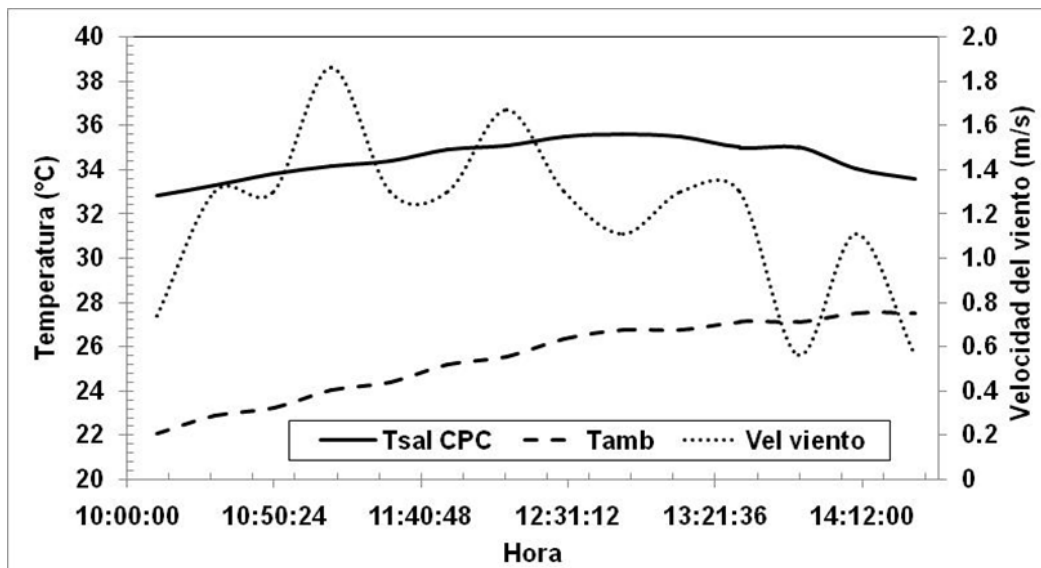


Figura 4.46 Efecto de la temperatura ambiente en la temperatura de salida (día 2).

En la grafica de la figura 4.47 y 4.48, se muestra el diferencial de temperaturas entre la entrada y salida, además de la eficiencia instantánea del CPC, en la que los valores promedio para el día 1 son de ΔT de 5.23 °C, eficiencia térmica del 78.8 % y para el día 2 ΔT de 6.25 °C, eficiencia térmica del 72.6 %. En la grafica 4.47 la variación que se presenta al medio día de la prueba, se debe a

que se hay una variación en el flujo de agua que entra al colector por lo que disminuye ligeramente su eficiencia pero aumenta el diferencial de temperatura.

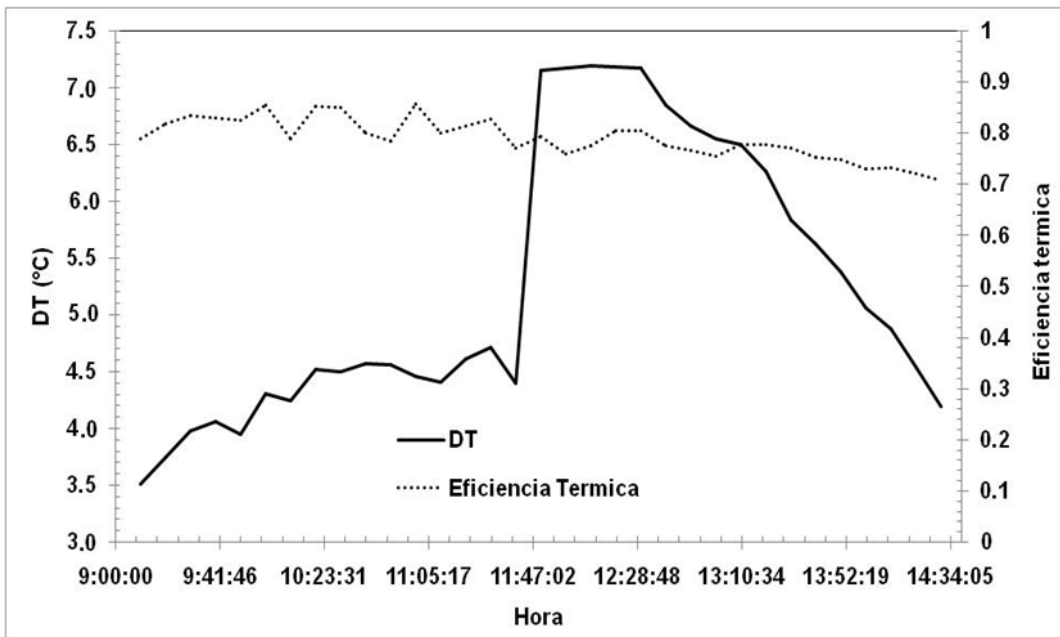


Figura 4.47 Diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del fluido, y la eficiencia térmica instantánea (día 1).

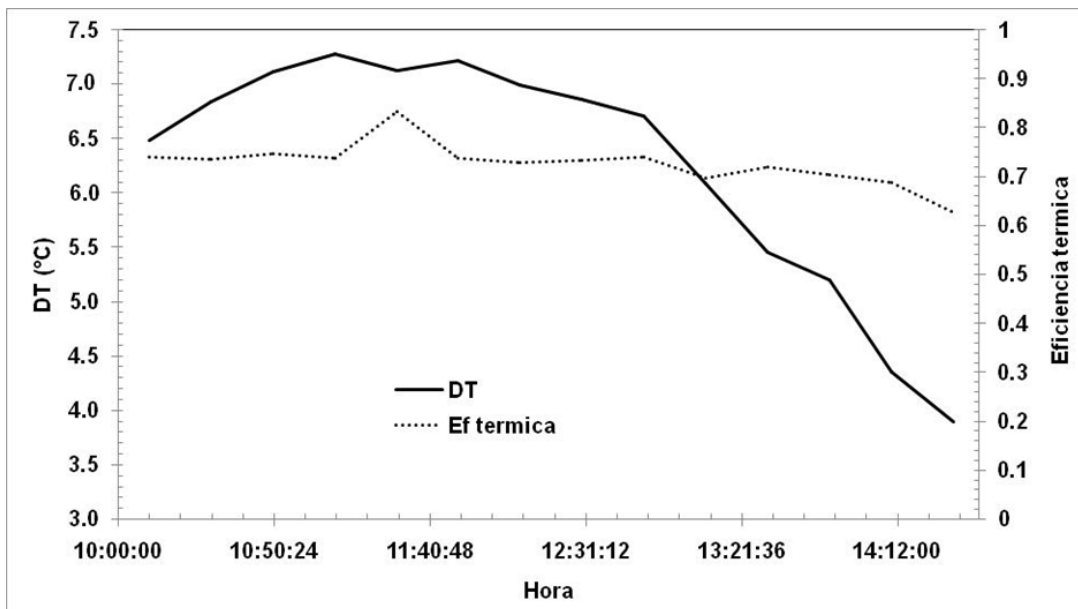


Figura 4.48 Diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del fluido, y la eficiencia térmica instantánea (día 2).

Con los valores obtenidos en el estudio experimental se procedió a realizar la validación del modelo matemático.

4.7 Validación del simulador

Para la comparación de los resultados de simulación con los del estudio experimental, se utilizaron los valores de: calor útil, pérdidas totales de energía hacia el ambiente y temperatura de salida del fluido. Con estas variables obtenemos la calidad y cantidad de la energía ganada en el colector, probado bajo las mismas condiciones de radiación incidente, temperatura ambiente, temperatura de entrada del fluido, velocidad del viento y flujo másico, tanto para el estudio experimental como en el simulador. Esto para validar el modelo teórico y definir si es un método confiable para posteriores dimensionamientos de este tipo de colectores y nos ayude en la toma de decisiones.

En la figura 4.49, se observan las tendencias de los flujos de calor del modelo teórico (sim) contra el experimental (exp) para el primer día. Se observa que los resultados del simulador se quedan sobreestimados en cuanto al calor útil (Q_u) con un 13% de error y un valor promedio de 145 W de diferencia. En el valor de las pérdidas de energía hacia el ambiente se observa una diferencia de 41% de error con valor promedio de diferencia de 145 W, como se muestra en la tabla 4.11. Los valores de diferencia son iguales debido que la energía solo tiene dos salidas que juntas deben sumar la energía total que entra al sistema. Estos valores están por encima del nivel de incertidumbre aunque, debemos recordar que el primer día de prueba se provocó una variación en el flujo de 4 LPM antes de 11:50, cambiando a 2.5 LPM después de tal hora.

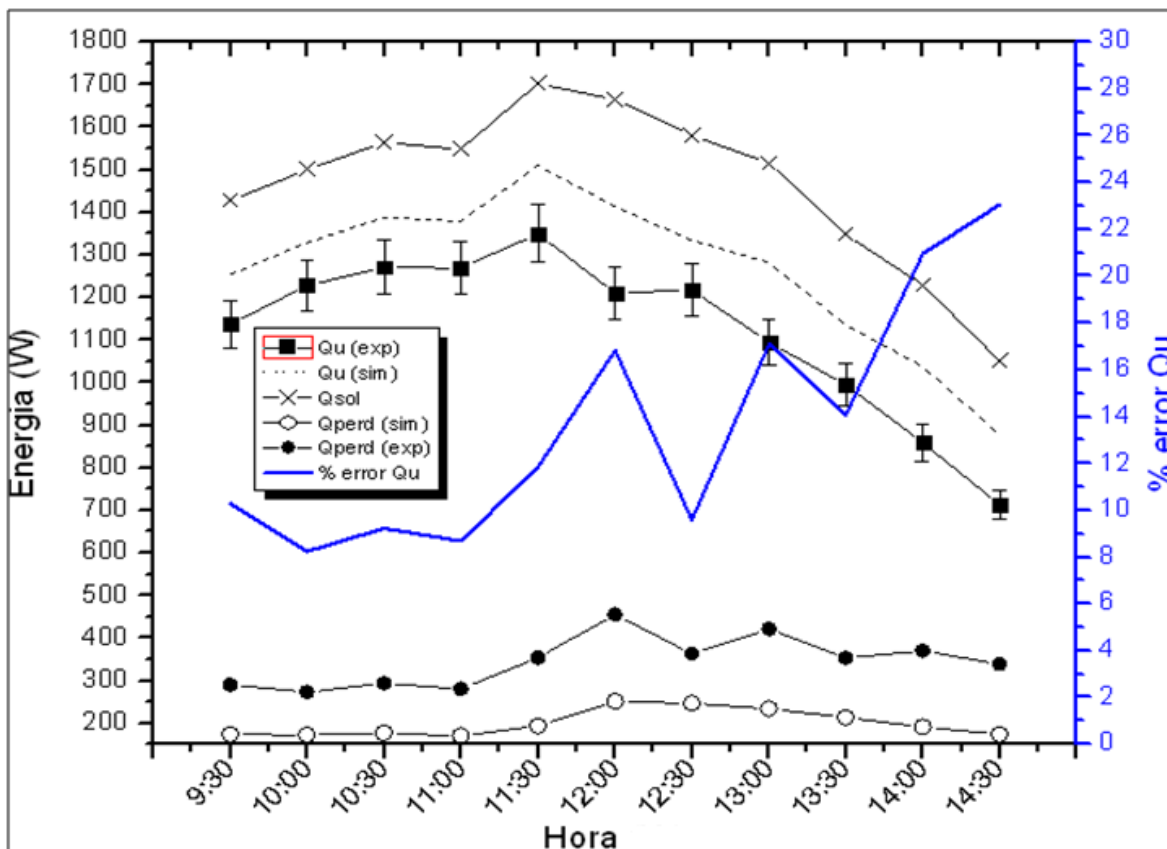


Figura 4.49 Comparativo de calor util y perdidas al ambiente de modelo teorico contra el estudio experimental (día 1).

En la figura 4.50, se observa la comparación de las temperaturas de salida del fluido del modelo teórico (sim) contra el experimental (exp) del primer día; bajo las mismas condiciones climatológicas y de temperatura de entrada. En este caso la temperatura obtenida de forma experimental es mayor que la de simulación en 3.5 grados, con un 10% de error, como se muestra en la tabla 4.11. El valor obtenido con la simulación no tiene la aproximación requerida para considerarse como aceptable, el cual lo brinda el nivel de incertidumbre de los sensores, aunque este valor es pequeño debido al nivel de precisión de los RTD's.

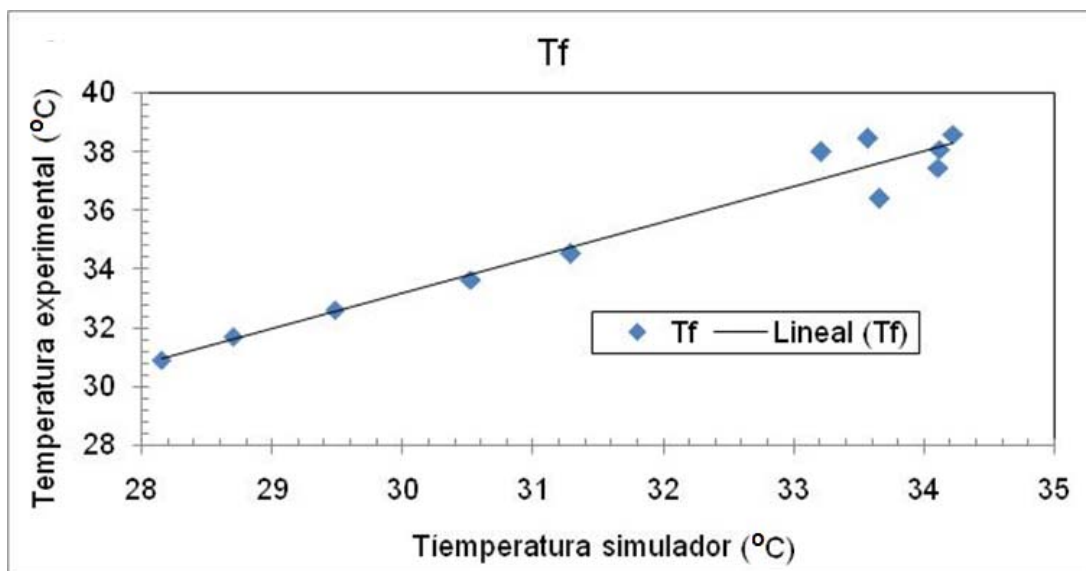


Figura 4.51 Incidencia de la temperatura de salida del fluido calculada contra la experimental (día 1).

En la grafica de la figura 4.52, se muestran los resultados de los flujos de calor para la prueba experimental del segundo día. Se observa que los niveles de error promedio en cuanto a calor útil son de 11.6% y las perdidas hacia el ambiente tienen un porcentaje de error promedio en este día de 32.5%, ambos casos equivalen a una cantidad de energía de 102 watts como se muestra en la tabla 4.12. Como se puede observar, el nivel de error es menor que en el estudio del primer día; esto puede deberse a que en este caso el flujo se mantuvo de forma constante a 2.5 LPM y por lo tanto no tuvo efecto la posible inercia térmica que se haya presentado en el primer día. También vemos que hay una buena aproximación al nivel de incertidumbre de las mediciones, pero aun así los valores no son lo suficiente buenos para poder considerarlos como validos. En el caso de las 11:30 am, se observa como en el simulador se afecta debido porque llega una menor cantidad de energía proveniente del sol, debido a un nublado parcial, esta situación no se ejemplifica en el estudio teórico y se debe a la inercia térmica del colector, que no permite esas pequeñas variaciones en el comportamiento.

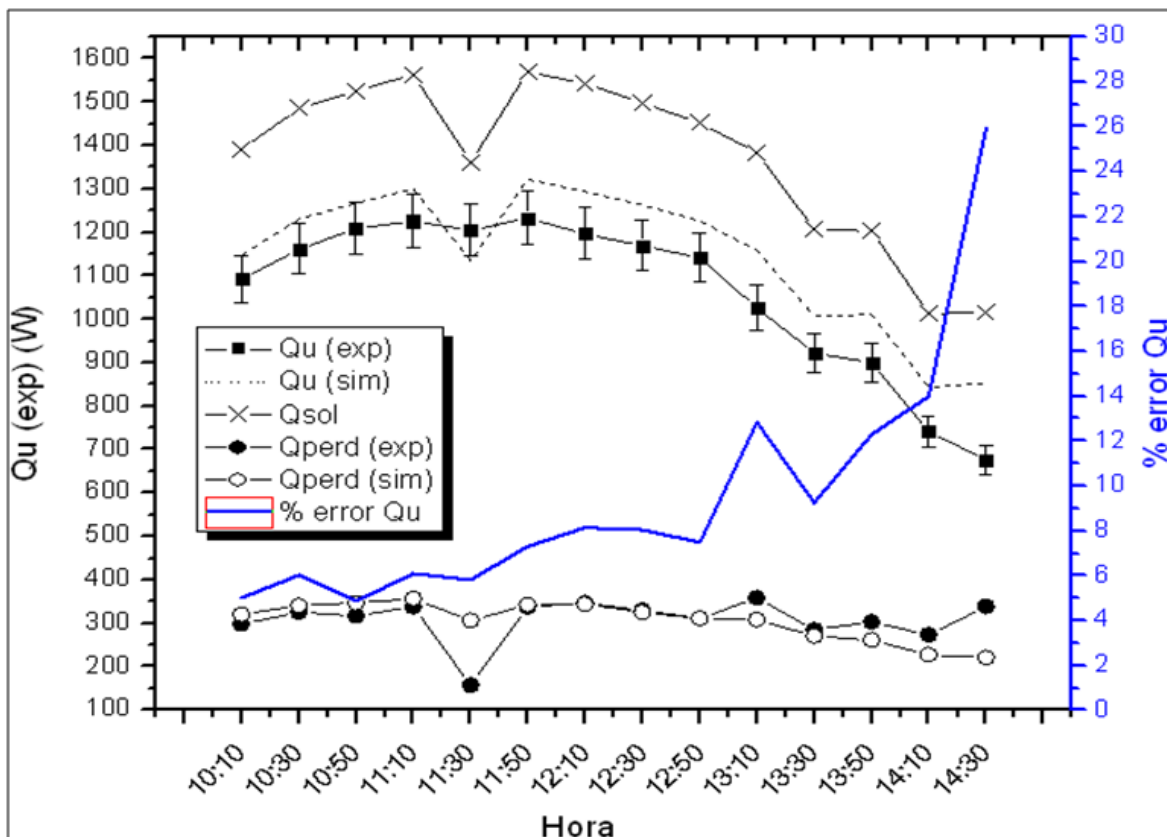


Figura 4.52 Comparativo de calor util y perdidas al ambiente de modelo teorico contra el estudio experimental (día 2).

En la figura 4.53, observamos la aproximación de la temperatura de salida del fluido del simulador con el valor obtenido experimentalmente del segundo día, el cual tiene una desviación del 12% de error respecto al valor real, esto equivale a 4.2 grados, como se muestra en la tabla 4.12. Esta diferencia de la temperatura obtenida en el simulador está por debajo del valor obtenido de forma experimental, como se muestra en la tabla 4.12. El comportamiento del segundo día de prueba es muy similar a la del primer día.

La figura 4.54, muestra la desviación de la temperatura de salida del fluido experimental (eje y de la grafica) contra la obtenida en el simulador (eje x), donde su incidencia es casi nula debido a que la línea de regresión debería presentar una pendiente de 1, la cual no se logra. Es por ello que se hace necesario ajustar el modelo matemático para que nos de resultados más aproximados a los valores medidos en el estudio experimental, las correcciones se muestran en el siguiente capítulo.

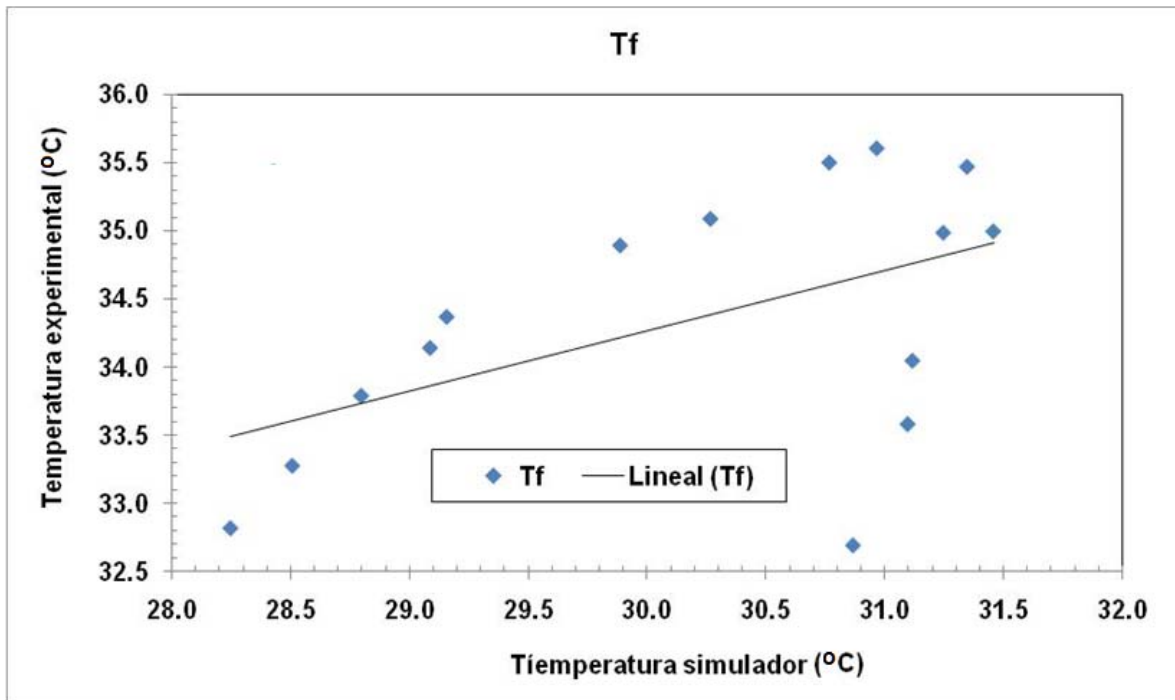


Figura 4.54 Incidencia de la temperatura de salida del fluido calculada contra la experimental (día 2).

El simulador creado es una herramienta de dimensionamiento que busca el diseño de un CPC óptimo para una necesidad específica. Con esta herramienta se busca que el CPC gane la mayor cantidad de energía, lo cual, se traduce en mejor eficiencia del sistema.

En la primera sección de este capítulo se muestran los resultados de barridos de algunas variables para observar los comportamientos lógicos en el simulador, ya que estos resultados están directamente afectados por las variables ambientales y de diseño. En los resultados mostrados variando el flujo, radiación incidente, velocidad de viento, temperatura ambiente y longitud del colector; se observa que tiene buen comportamiento de las tendencias, por esta razón el simulador tiene que llevarse a la segunda etapa que es la validación, en el cual

además de los comportamientos lógicos se observará el nivel de precisión respecto al valor real experimental.

Este tipo de concentrador es un nicho de oportunidad por explotar por las amplias ventajas que ofrece, además de que hay mucho por mejorarle para aumentar la eficiencia que actualmente poseen los equipos comerciales. Es por ello que en el siguiente capítulo se presentan las correcciones al modelo matemático, para llevar el simulador a la operación real del sistema, de esta manera lograr buenos resultados teóricos que sean exportados al diseño y construcción de un calentador solar de agua tipo CPC.

En dichos ajustes principalmente hay que modificar algunas correlaciones experimentales que se han considerado, entre los que se encuentran los flujos convectivos del absorbedor a la cubierta y del absorbedor al reflector, así mismo la consideración de la ecuación del número de Nusselt en la transferencia de energía hacia el fluido. Esto debido a que la variación del flujo másico modifica los valores del Reynolds y que no quede dentro del rango restrictivo por la ecuación. Otra de las posibles causas de la desviación de los resultados puede ser la utilización del absorbedor con V invertida, donde debe considerarse el efecto de la aleta en la absorción de energía al igual que en las pérdidas en el tubo absorbedor.

Filename: 8. Capitulo 4.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 3/30/2009 11:41:00 PM
Change Number: 301
Last Saved On: 1/13/2010 1:13:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 3,293 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:16:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 51
Number of Words: 8,689 (approx.)
Number of Characters: 42,407 (approx.)

Capítulo 5. Correcciones al modelo y propuesta de diseño

Esta sección de la tesis presenta las correcciones al modelo matemático para ajustarlo a que de una simulación más acertada en cuanto al valor real medido. Además de las correcciones, se realizó una nueva validación para comprobar los resultados, si la aproximación es buena para tomarse como resultados confiables. Después de la validación se realiza un estudio paramétrico de las variables de diseño del colector, para encontrar el diseño óptimo en cuanto eficiencia y costo. Al final del capítulo se presenta la propuesta final de diseño.

5.1 Correcciones al modelo matemático

Los resultados de la simulación mostrados en la validación numérica en el capítulo anterior, se quedan por debajo en cuanto al nivel de temperatura en un 10%. El calor útil extraído en el colector cuenta con un porcentaje de error de 13% por encima del valor experimental. Además de que hay una diferencia con las pérdidas de calor hacia el ambiente. Por estas razones es necesario hacer correcciones al modelo matemático para mejorar los resultados en la simulación, haciendo más confiables los resultados con el mínimo de error respecto al comportamiento operacional real del sistema.

Una de las correcciones que se hicieron es modificar el coeficiente de transferencia de calor por de convección del absorbedor a la cubierta, mostrado en la ecuación 5.1. Esta es una ecuación experimental descrita por (Hsieh, 1981).

$$h_{cv,a-c} = 3.25 + 0.0085 \left(\frac{T_a - T_c}{4r_0} \right) \dots\dots\dots (5.1)$$

La cual se sustituye por las de correlaciones experimentales para calcular las propiedades del aire, como: Prandtl, viscosidad cinemática, conductividad del aire, y número de Rayleigh. Dentro de espacios cerrados estos se calculan en función de la temperatura promedio, estas ecuaciones son extraídas de la tabla de propiedades del aire de (Sukhatme, 2002), como se muestra en las ecuaciones 5.2 a la 5.8:

$$T_{pro\ a-c} = \left(\frac{T_a - T_c}{2} \right) \dots\dots\dots (5.2)$$

$$Pr_{air} = 0.762085 - 0.0002(T_{pro\ a-c}) \dots\dots\dots (5.3)$$

$$\nu_{air} = (0.100091(T_{pro\ a-c}) - 14.35)(10^{-6}) \dots\dots\dots (5.4)$$

$$K_{air} = (0.007591(T_{pro\ a-c}) + 0.372907)(10^{-2}) \dots\dots\dots (5.5)$$

$$Ra = g \left(\frac{1}{T_{pro\ a-c}} \right) \left(\frac{(T_a - T_c) dist_{a-c}^3}{\nu_{air}^2} \right) (Pr_{air}) \dots\dots\dots (5.6)$$

Una vez obtenido el numero de Rayleigh y considerando una superficie isotérmica con cara caliente hacia arriba (Heat Transfer Handbook, 2003), calculamos el numero de Nusselt como se indica en la ecuación 5.7.

$$Nu_{air} = 0.58(Ra)^{1/5} \dots\dots\dots (5.7)$$

Posteriormente se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor del absorbedor a la cubierta como se muestra en la ecuación 5.8

$$h_{cv,a-c} = \frac{Nu_{air} K_{air}}{Dist_{a-c}} \dots\dots\dots (5.8)$$

Otra corrección es el cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor por convección del absorbedor al reflector, el cual se calcula de igual forma que el de convección del absorbedor a la cubierta, para ello se sustituye la ecuación 5.9 del modelo matemático anterior por las ecuaciones de la 5.10 a la 5.16, obtenidas de las propiedades del aire de (Sukhatme, 2002):

$$h_{cv,a-r} = 3.25 + 0.0085 \left(\frac{T_a - T_r}{4r_0} \right) \dots\dots\dots (5.9)$$

$$T_{pro\ a-r} = \left(\frac{T_a - T_r}{2} \right) \dots\dots\dots (5.10)$$

$$Pr_{air} = 0.762085 - 0.0002(T_{pro\ a-r}) \dots\dots\dots (5.11)$$

$$\nu_{air} = (0.100091(T_{pro\ a-r}) - 14.35)(10^{-6}) \dots\dots\dots (5.12)$$

$$K_{air} = (0.007591(T_{pro\ a-r}) + 0.372907)(10^{-2}) \dots\dots\dots (5.13)$$

$$Ra = g \left(\frac{1}{T_{pro\ a-r}} \right) \left(\frac{(T_a - T_r) dist_{a-r}^3}{\nu_{air}^2} \right) (Pr_{air}) \dots\dots\dots (5.14)$$

Después de obtener el numero de Raleigh del absorbedor al reflector, se utiliza una ecuación para calcular el número de Nusselt, con la consideración de una superficie isotérmica con cara caliente hacia abajo como se indica en la ecuación 5.15, tomada de (Heat Transfer Handbook, 2003).

$$Nu_{air} = 0.54(Ra)^{1/4} \dots\dots\dots (5.15)$$

Posteriormente calcular el coeficiente de convección del absorbedor al reflector en la ecuación 5.16:

$$h_{cv,a-r} = \frac{Nu_{air} K_{air}}{dist_{a-r}} \dots\dots\dots (5.16)$$

Continuando con las correcciones al modelo, se modifica también el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección hacia el fluido. Esto es porque la ecuación anterior solo es para régimen turbulento, pero en la operación del sistema puede que el nivel de flujo de los colectores solares no alcance tal régimen ya que el flujo a utilizar es de aproximadamente 2 LPM y a que este flujo se divide entre los 7 CPC's individuales. Lo que reduce ampliamente la velocidad del fluido dentro del tubo y por ende también el número de Reynolds. Para que el flujo tenga régimen turbulento el número de Reynolds debe ser mayor a 2300, pero este no se alcanza aun con un nivel de flujo alto. Por ello, se debe modificar la ecuación 5.17 del cálculo del coeficiente de transferencia de calor (h_f) para flujo turbulento en un tubo liso; por una que trabaje en flujo laminar (ecuación 5.18), con la condición o suposición de contorno que la temperatura de pared axial es constante, (Holman, 1998). Cabe resaltar que las propiedades del fluido son evaluadas a temperatura promedio.

$$h_f = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{k_f}{Di} \right) \dots\dots\dots (5.17)$$

$$h_f = \left[3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{Di}{L} \right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{Di}{L} \right) Re Pr \right]^{2/3}} \right] \left(\frac{k_f}{Di} \right) \dots\dots\dots (5.18)$$

El coeficiente de transferencia de calor (h_f) calculado a partir de la relación entre las propiedades del fluido, se calcula mediante los valores promedio de las mismas a lo largo de toda la longitud del tubo. Nótese que el número de Nusselt se aproxima a un valor constante de 3.66 cuando el tubo es suficientemente largo. Por ello se utiliza un valor constante, como se muestra en la ecuación 5.19, (Holman, 1998), (Sukhatme, 2002).

$$h_f = 3.657 \left(\frac{K_f}{D_i} \right) \dots\dots\dots (5.19)$$

5.2 Resultados teóricos y validación del nuevo modelo matemático

Después de realizar las correcciones al simulador, se procede a comparar los resultados de la simulación con los experimentales, los valores comparados nuevamente son: calor útil, las pérdidas totales al ambiente y temperatura de salida del fluido. Con las correcciones se muestra la aproximación del simulador al valor real; respecto a la mismas condiciones de prueba (radiación incidente, temperatura ambiente, temperatura de entrada del fluido, velocidad del viento y flujo másico) del estudio experimental.

La comparación de los nuevos valores del simulador (sim) con los experimentales (exp) para el día 1 de prueba, se muestran en la grafica de la figura 5.1, en esta grafica se observa las tendencias y la aproximación de manera favorable entre el modelo teórico y el experimental. Los resultados del simulador en cuanto al calor útil (Q_u) son de un 5.6% de error con un valor promedio de 53.78 W de diferencia y menores perdidas de energía hacia el ambiente (Q_{perd}) con un valor 14.9% de error con valor promedio de diferencia de 53.78 W. Por lo tanto se obtiene una mejor aproximación respecto a los resultados del simulador antes de las correcciones propuestas.

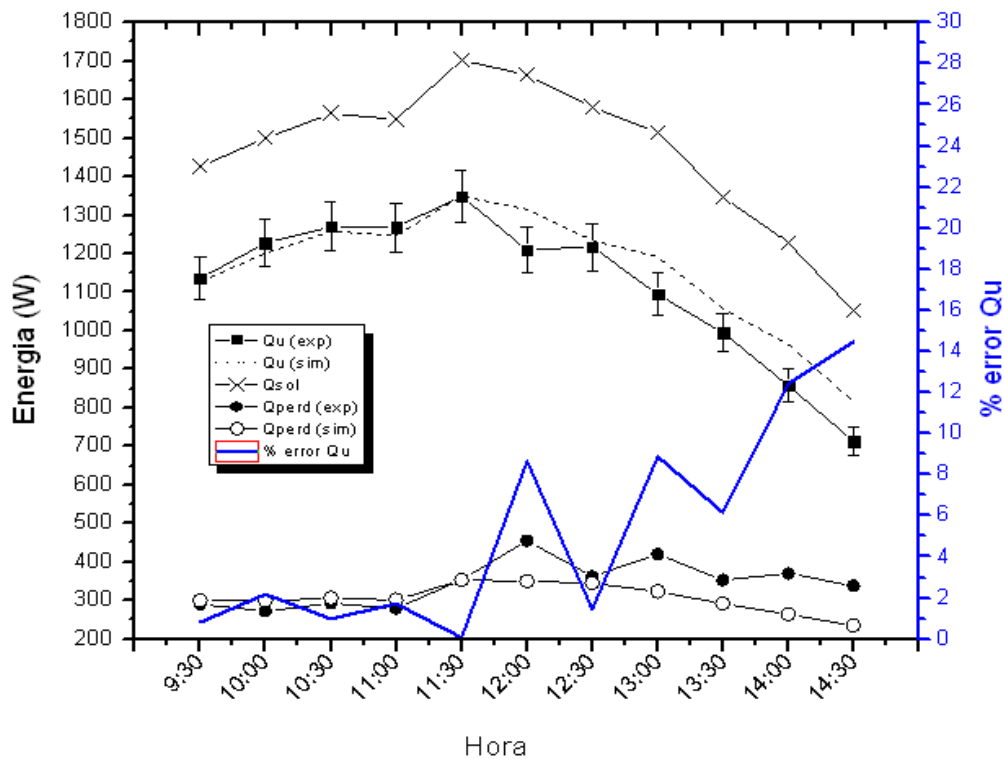


Figura 5.1 Comparativo de calor útil y pérdidas al ambiente de la nueva validación (dia 1).

En la figura 5.2, se observa la comparación de las temperaturas de salida del fluido del nuevo modelo teórico respecto al experimental; bajo las mismas condiciones climatológicas y de temperatura de entrada del fluido. En esta comparación la temperatura del simulador tiene un comportamiento similar con la obtenida de forma experimental hasta el medio día, después se desvía un poco quedando con un error promedio de 0.9%, lo que equivale a una diferencia promedio de 0.3 grados centígrados por encima del experimental; estos valores se muestran en la tabla 5.1.

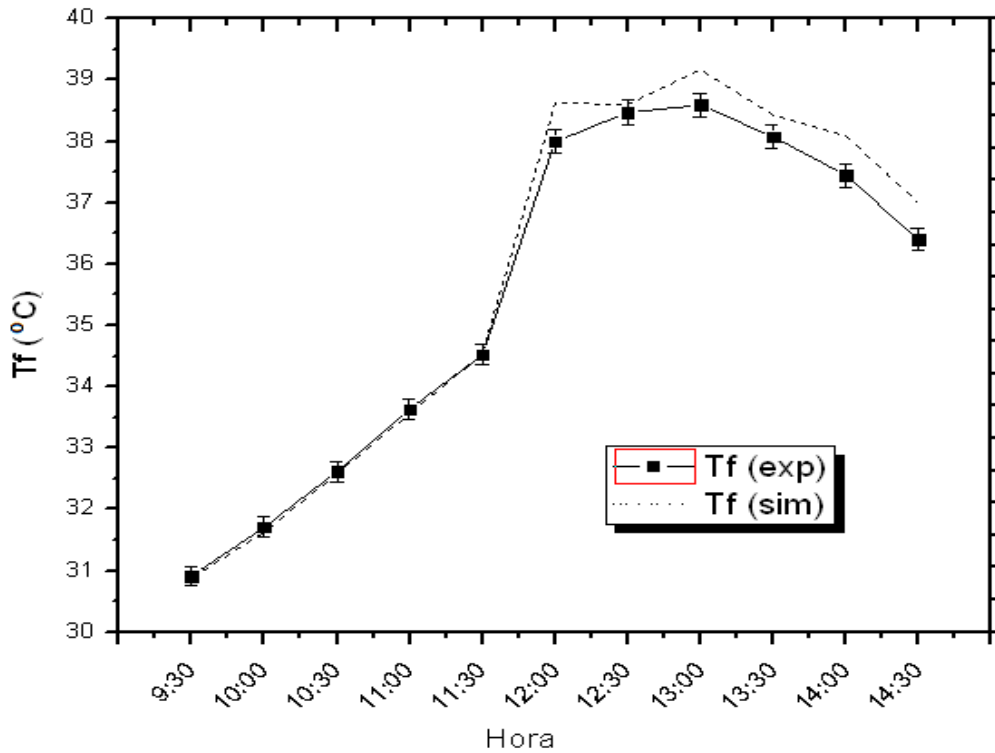


Figura 5.2 Comparación de la temperatura de salida del fluido (dia1).

En la tabla 5.1, se muestran el comparativo entre los valores obtenidos en el estudio teórico y experimental para el día 1 de prueba, donde se observa que mejora en la aproximación a los valores experimentales, comparándola con la tabla 4.11.

Tabla 5.1 Valores de la nueva validación del simulador (día1).

Radiacion (W/m ²)	Tamb (°C)	vel viento (m/s)	Flujo (LPM)	Tent (°C)	Tf exp (°C)	Tf sim (°C)	% error Tf	Qsol	Qu exp	Qu sim	% error Qu	Ef exp	Ef sim	% error Ef
845.60	24.01	0.74	4.10	26.93	30.91	30.90	0.04	1419.77	1136.75	1129.59	0.63	0.80	0.80	0.63
889.40	24.79	0.37	4.09	27.41	31.71	31.64	0.22	1493.31	1227.93	1201.13	2.18	0.82	0.80	2.18
926.90	25.17	0.00	4.05	28.12	32.62	32.61	0.02	1556.27	1270.69	1261.99	0.68	0.82	0.81	0.68
918.10	26.73	0.19	4.08	29.17	33.63	33.59	0.13	1541.50	1269.21	1250.65	1.46	0.82	0.81	1.46
1009.40	27.52	1.30	4.11	29.81	34.52	34.56	0.10	1694.79	1349.47	1353.07	0.27	0.80	0.80	0.27
986.90	28.31	0.74	2.42	30.83	37.99	38.70	1.86	1657.01	1209.92	1318.32	8.96	0.73	0.80	8.96
936.90	29.10	1.48	2.43	31.30	38.47	38.66	0.49	1573.06	1217.71	1238.67	1.72	0.77	0.79	1.72
898.10	29.50	0.74	2.40	32.04	38.59	39.24	1.68	1507.92	1094.52	1195.37	9.21	0.73	0.79	9.21
799.40	29.10	0.37	2.45	32.24	38.08	38.49	1.09	1342.20	995.52	1060.23	6.50	0.74	0.79	6.50
728.10	29.50	0.19	2.43	32.39	37.45	38.14	1.85	1222.49	858.02	967.31	12.74	0.70	0.79	12.74
623.10	29.10	0.19	2.44	32.20	36.40	37.15	2.06	1046.19	713.14	835.71	17.19	0.68	0.80	17.19
Promedio							0.87	1459.50	1122.08	1164.73	5.60	0.76	0.80	5.60

También se muestra en la figura 5.3, la desviación promedio de la temperatura de salida del fluido en el modelo teórico y el experimental a lo largo del día de prueba. En tal grafica se observa una mayor aproximación que en el modelo anterior. Esto debido a que el valor de la pendiente es cercano a la unidad, por lo que podemos considerar al simulador como una buena herramienta y utilizar sus resultados para conocer el comportamiento operacional real del colector y poder hacer dimensionamientos de sistemas para el calentamiento de agua con CPC.

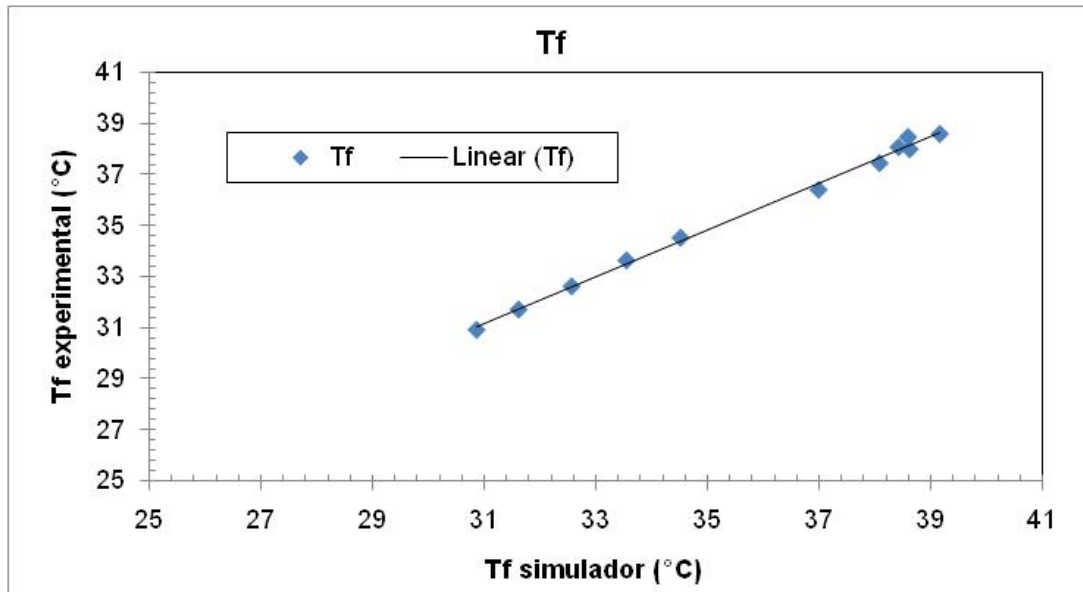


Figura 5.3 Incidencia de la temperatura de salida del fluido calculada contra la experimental (día1).

En la figura 5.4, se muestran los valores de los flujos de calor para el segundo día de prueba, en el que los resultados del simulador ($Q_u \text{ sim}$) tienen un error en cuanto al calor útil de un 4% con un valor promedio de 37 Watts de diferencia contra el experimental ($Q_u \text{ exp}$); con un valor de pérdidas de 15% de error en la comparación de las pérdidas en el simulador ($Q_{\text{perd sim}}$) contra las obtenidas mediante el estudio experimental ($Q_{\text{perd exp}}$) con valor promedio de diferencia igual a las del calor útil, como se muestra en los valores de la tabla 5.2.

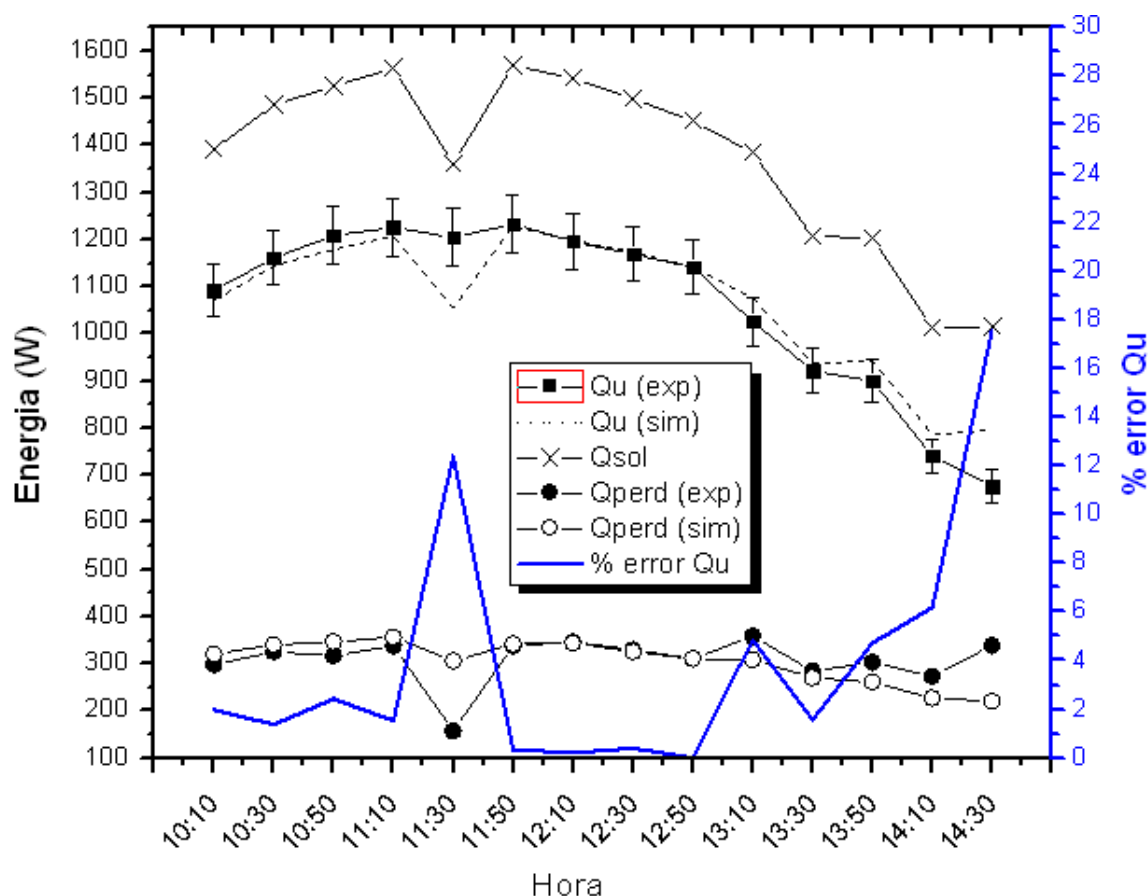


Figura 5.4 Comparativo de calor útil y pérdidas al ambiente de la nueva validación (día 2).

En la figura 5.5, se muestra la comparación de las temperaturas de salida del fluido para el segundo día de prueba. En esta comparación la temperatura del simulador ($T_f \text{ sim}$) tiene un buen comportamiento respecto a la experimental ($T_f \text{ exp}$) donde la mayoría de los valores son muy cercanos al valor medido con el nivel de incertidumbre correspondiente. En estos valores la diferencia es de 0.6%, lo que equivale a una diferencia promedio de 0.22 grados centígrados respecto al experimental, por lo tanto se corrobora la postura de que el simulador puede ser

utilizado para dimensionar sistemas para el calentamiento de agua de manera confiable.

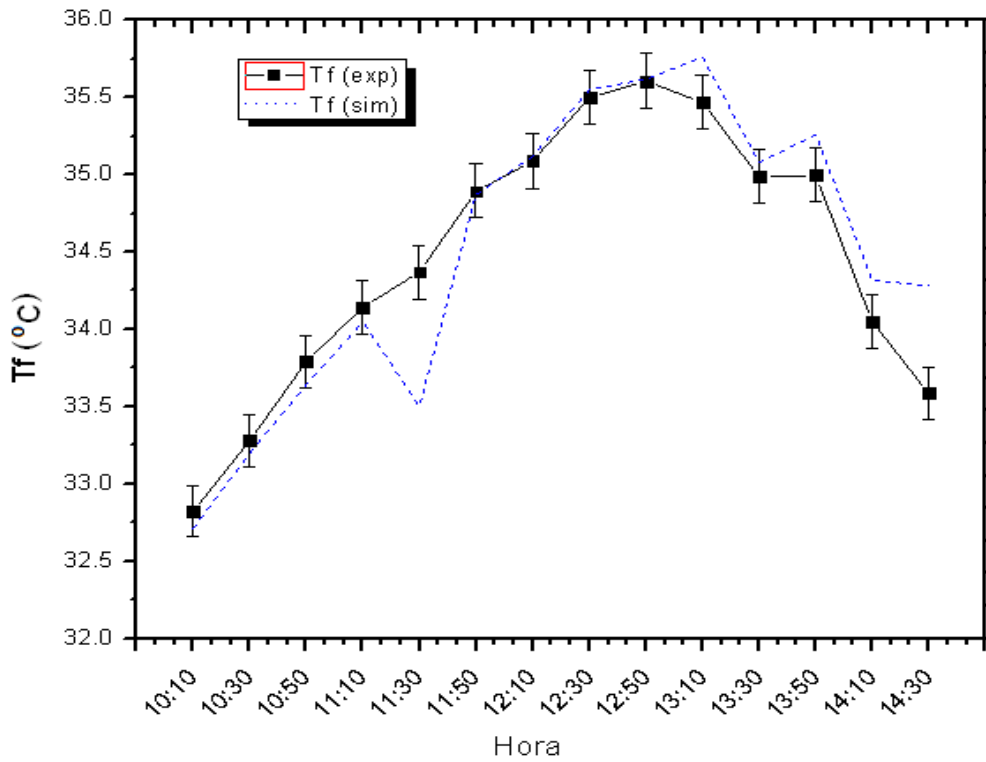


Figura 5.5 Comparación de la temperatura de salida del fluido (día 2).

En la tabla 5.2, se muestran los resultados de forma comparativa entre los valores del estudio experimental y el estudio teórico para el segundo día, en donde se observa que también mejora en la aproximación a los valores experimentales, comparándola con la tabla 4.12.

Tabla 5.2 Valores de la nueva validación del simulador (día 2).

Radiacion (W/m ²)	Tamb (°C)	vel viento (m/s)	Flujo (LPM)	Tent (°C)	Tf exp (°C)	Tf sim (°C)	% error Tf	Qsol	Qu exp	Qu sim	% error Qu	Ef exp	Ef sim	% error Ef
824.4	22.09	0.74	2.41	26.33	32.82	32.71	0.34	1390.80	1092.43	1071.02	1.96	0.79	0.77	1.96
880.6	22.86	1.30	2.43	26.44	33.28	33.2	0.24	1485.61	1160.83	1144.87	1.37	0.78	0.77	1.37
904.4	23.24	1.30	2.43	26.67	33.79	33.64	0.45	1525.76	1208.85	1179.44	2.43	0.79	0.77	2.43
926.9	24.01	1.86	2.41	26.86	34.14	34.05	0.27	1563.72	1225.57	1206.85	1.53	0.78	0.77	1.53
806.9	24.40	1.30	2.42	27.24	34.37	33.5	2.53	1361.27	1204.44	1055.29	12.38	0.88	0.78	12.38
930.6	25.17	1.30	2.45	27.67	34.89	34.87	0.07	1569.96	1232.44	1228.18	0.35	0.79	0.78	0.35
914.4	25.56	1.67	2.45	28.09	35.09	35.12	0.09	1542.63	1196.55	1199.17	0.22	0.78	0.78	0.22
888.1	26.34	1.30	2.44	28.64	35.50	35.55	0.14	1498.26	1168.96	1173.49	0.39	0.78	0.78	0.39
860.6	26.73	1.11	2.44	28.90	35.61	35.62	0.04	1451.87	1141.50	1141.47	0.00	0.79	0.79	0.00
820.6	26.73	1.30	2.42	29.38	35.47	35.76	0.82	1384.39	1026.39	1076.09	4.84	0.74	0.78	4.84
715.6	27.12	1.30	2.43	29.54	34.99	35.08	0.27	1207.25	922.33	936.88	1.58	0.76	0.78	1.58
713.1	27.12	0.56	2.48	29.80	35.00	35.26	0.75	1203.03	899.88	942.39	4.72	0.75	0.78	4.72
600.6	27.52	1.11	2.44	29.69	34.05	34.32	0.79	1013.24	740.57	786.32	6.18	0.73	0.78	6.18
601.9	27.52	0.56	2.49	29.69	33.59	34.28	2.07	1015.43	676.58	795.50	17.58	0.67	0.78	17.58
Promedio							0.63	1372.37	1064.09	1066.93	3.97	0.77	0.78	3.97

En la grafica 5.6 se muestra la incidencia que se tiene entre las salidas de la temperatura del fluido mediante la simulación y las obtenidas de forma experimental, con una pendiente muy cercana a la unidad al igual que el caso del día 1.

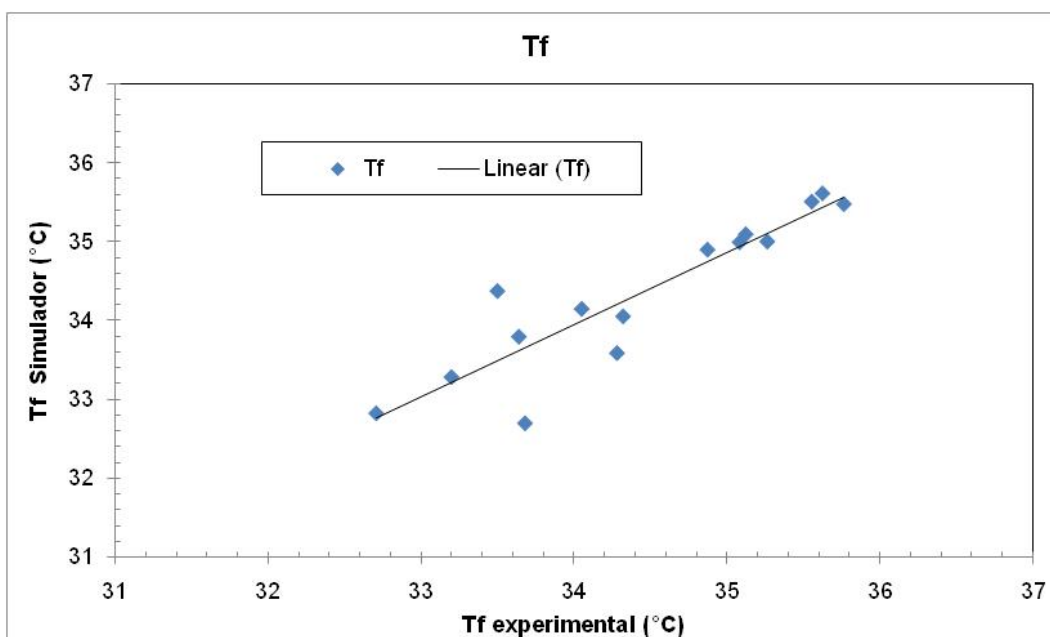


Figura 5.6 Incidencia de la temperatura de salida del fluido calculada contra la experimental (día 2).

5.3 Estudio paramétrico y diseño del colector solar tipo CPC

Después de validar y obtener resultados que asemejen el comportamiento real del colector, se procedió a realizar un estudio paramétrico para poder diseñar el colector solar CPC óptimo en cuanto a eficiencia y costo del equipo (materiales). Para ello, se hacen barridos de cada una de las variables geométricas y de operación. Los resultados de cantidad y calidad de la energía nos indicaran los puntos óptimos de diseño.

Para realizar el estudio paramétrico se parte de un CPC fijo que capta la radiación solar durante 8 horas, desde las 8 am a las 4 pm (tiempo solar verdadero). Con esta fijación el colector queda con un ángulo de aceptación de 60° ; además se fijó el diámetro del absorbedor a 0.044 m. Posteriormente se plantean perturbaciones en las demás características geométricas del reflector y el absorbedor, que son factores importantes que pueden afectar cuanto al costo del colector. Los resultados obtenidos en las pérdidas térmicas y la ganancia de energía, nos indican el comportamiento térmico del colector. Para elegir los puntos óptimos de diseño se observan las tendencias de los parámetros, buscando la reducción de pérdidas de energía, menor cantidad de material en el reflector y absorbedor, incrementar la eficiencia y mayor temperatura en el agua de salida.

Para las siguientes pruebas las condiciones de entrada con las cuales será probado el colector, son valores promedio obtenidos del año típico en las horas de operación mencionadas anteriormente y para el periodo contemplado de invierno (Noviembre a Mayo). En este periodo las condiciones promedio son: temperatura promedio es de 21°C , radiación solar es de 508 W/m^2 en el plano horizontal, altura solar de 33.7° , radiación en plano inclinado de aproximadamente 900 W/m^2 , velocidad del viento de 2 m/s (como no hay un dato estadístico preciso promedio se tomara esta consideración) y la temperatura de entrada del agua de 6 Kelvin por debajo de la temperatura ambiente (Sukhatme, 2002). Por último el nivel de flujo que se utilizará será de 2 litros por minuto.

Para encontrar el mejor arreglo geométrico se realizaron barridos en cuanto al ángulo de aceptación (θ_a), dejando fijo el diámetro del absorbedor como se muestra en la figura 5.7. Se puede observar que al reducir el ángulo de aceptación, se incrementa el área del reflector porque este se hace más alto y la relación de concentración es alta. Mientras que para concentraciones bajas, las aletas incrementan su longitud para lograr atrapar la radiación incidente con tal

ángulo de aceptación. Al reducir este ángulo el colector requiere de un seguimiento solar para poder trabajar por un buen periodo de tiempo, lo cual, es un factor limitante en las ventajas que ofrece este tipo colector para ángulos de aceptación altos.

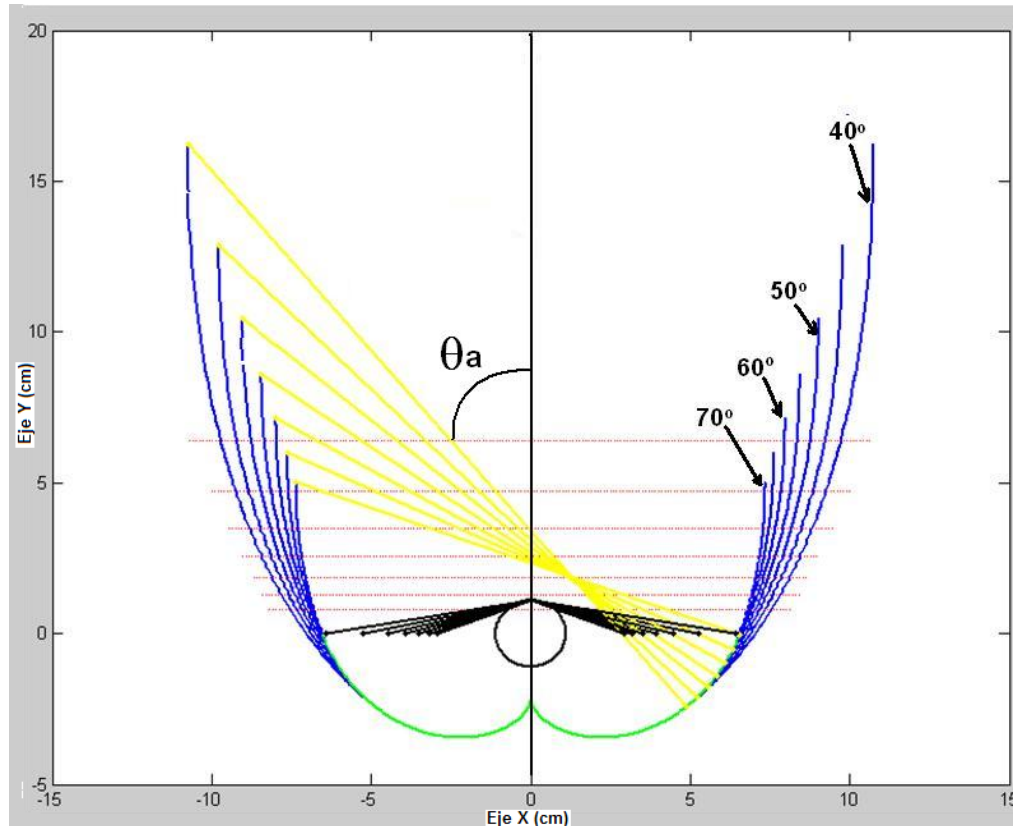


Figura 5.7 Efecto del ángulo de aceptación en la longitud del CPC para un radio fijo.

Con la figura 5.7 se demuestra la importancia que tiene el ángulo de aceptación en la cantidad de material del reflector y en el tiempo de colección. Es por ello que se puede elegir un punto de diseño óptimo para ángulos de aceptación altos en los cuales el área del reflector es menor y es mayor el tiempo de colección. Para probar lo anteriormente dicho se ha realizado un análisis térmico para diferentes ángulos de aceptación (θ_a) y se muestran en la figura 5.8.

Se pueden observar eficiencias altas y menores pérdidas al ambiente (U_L), para un ángulo de aceptación de 60° . Aunque el comportamiento que se observa en la grafica, no varía mucho respecto a la eficiencias y las perdidas, con la optimización de este ángulo aseguramos aproximadamente 1% más de eficiencia térmica y la pérdida de 0.25 Watts por cada metro cuadrado de área del colector y por cada grado Kelvin al que este la placa absorbadora.

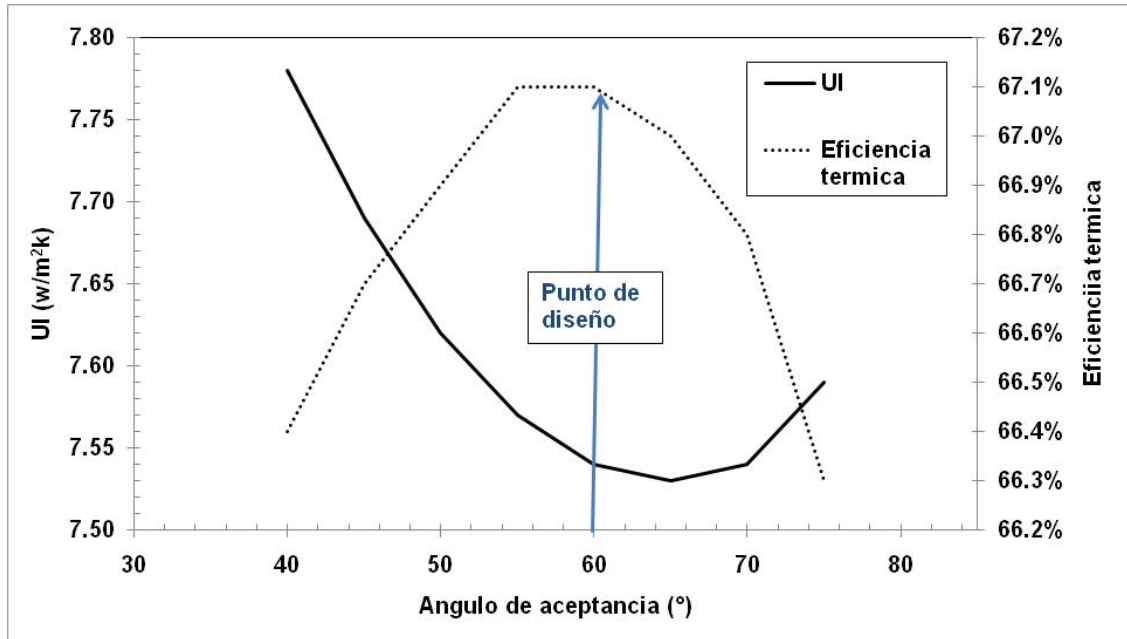


Figura 5.8 Elección del mejor ángulo de aceptación.

Una vez elegido el ángulo de aceptación se continúa con el nivel de truncamiento (en porcentaje de la altura total), como se puede observar en la figura 5.9. Para un ángulo de aceptación de 60° y diámetro de absorbedor de 0.044 m, el truncamiento mínimo es de 40%, debido a que si se trunca el reflector a un nivel más bajo estamos dejando al absorbedor por fuera y además que se reduce el área de apertura de manera considerable y por lo tanto no se tendría el nivel de concentración deseado.

En la figura 5.10, se muestran los diferentes niveles de truncamiento para los cuales se realizó el estudio térmico del colector. En el estudio de este parámetro resultó con mejor nivel de truncamiento del 40%. Ya que se tienen menores pérdidas de energía hacia el ambiente (UI), alta eficiencia (ef) y mayor ahorro de material (mat) en el reflector.

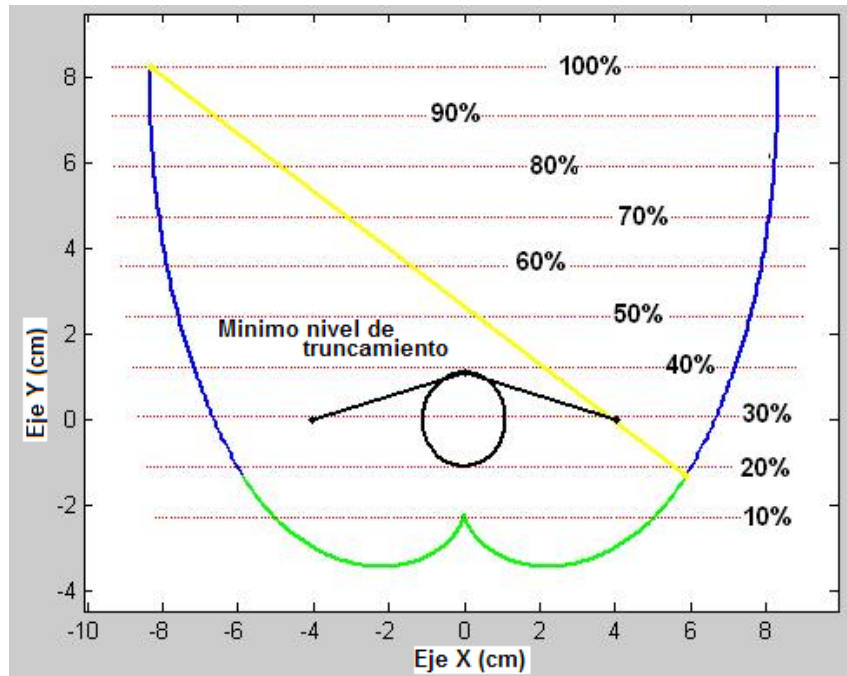


Figura 5.9 Diferentes niveles de truncamiento para ángulo de aceptación de 60°.

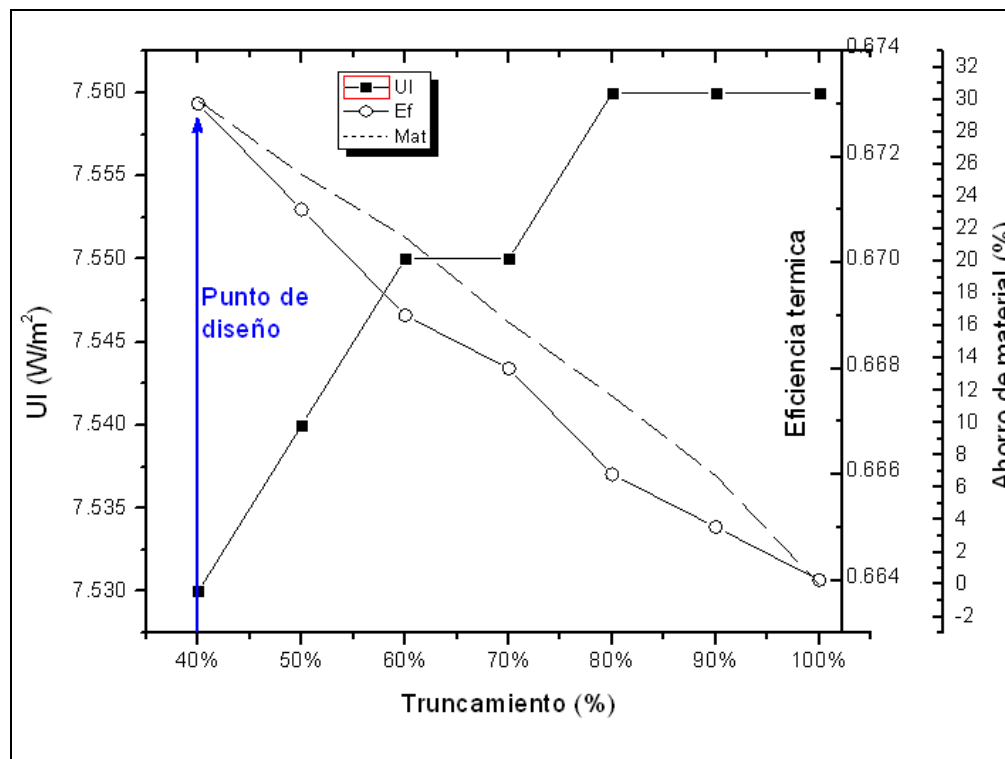


Figura 5.10 Elección del nivel de truncamiento para ángulo de aceptación de 60°.

Con el 40% de truncamiento produce un ahorro de material (mat) del 30%, reduce la apertura del valor real de 16.6 cm a 15.6 cm, lo cual no es un valor

significativo para que se provoque gran diferencia en el área de apertura que se encarga de captar la energía solar que entra al colector, además de que la eficiencia presenta un ligero incremento.

Para determinar el diámetro a utilizar con las aletas en forma de V invertida, se realizó un estudio dejando el radio de diseño geométrico fijo a 2.2 cm y tomando porcentajes de este radio para la elección del radio nuevo en el absorbedor con aletas. La figura 5.11 muestra las opciones de reducción del diámetro del absorbedor, este va desde 10 hasta el 70% del radio de diseño.

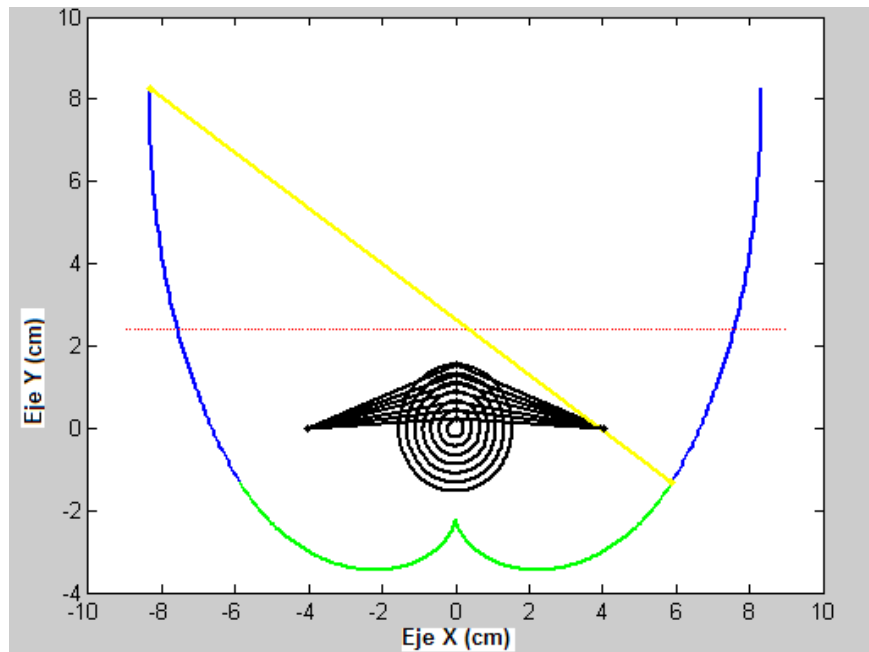


Figura 5.11 Reducción del nuevo diámetro.

En la figura 5.12 se muestran los resultados del barrido con las tendencias de calidad y cantidad de energía obtenida. Se observa cómo se incrementa el calor útil y la temperatura del agua a la salida, para el valor mínimo del radio nuevo que es del 10% del radio de diseño. Esto se logra porque se reduce el radio hasta 0.22 cm, lo que provoca que se incremente ampliamente el coeficiente de transferencia de calor hacia el fluido. Teóricamente este sería el mejor punto de diseño, aunque no es posible, debido a que es muy pequeño y provoca una gran caída de presión, lo que demanda colocar una bomba más potente para el correcto funcionamiento del colector. Por lo tanto que consuma más energía en la operación. La elección que presenta mejor comportamiento térmico es la del 30% (0.66 cm) del radio original, esta medida no es posible encontrarla a nivel comercial y se optó por el radio de de 0.6 cm. Con esta opción se tiene una

reducción del diámetro original en un 27%, con una eficiencia térmica (Efic term) del 67.8%. (Ver figura 5.12).

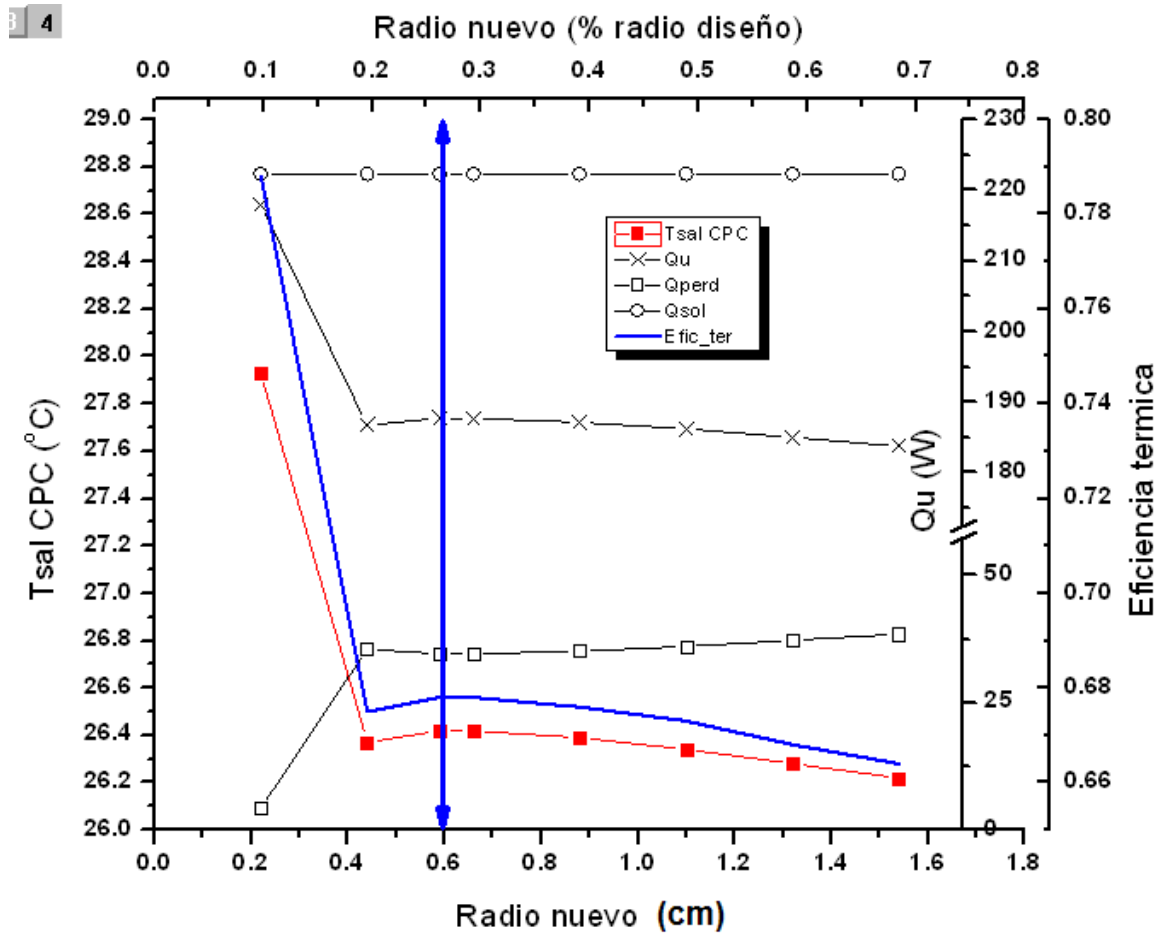


Figura 5.12 Elección del radio nuevo.

Otro de los estudios realizados fue para decidir cuántos CPC's se deben colocar para formar el colector. Para llegar al diseño óptimo de este colector solar tipo CPC, debemos continuar de manera que decidamos las dimensiones con las cuales se cumplirá la demanda energética tanto en calidad como cantidad. Si se modifica el número de colectores se modifica el ancho de apertura del CPC, por ejemplo para la opción donde solo existen dos CPC en el colector es necesario incrementar el ancho de la apertura y por ende el diámetro del absorbedor; de manera que con dos CPC se tenga la misma área de captación del colector. Para este caso la apertura corresponde de aproximadamente 1.1 m de ancho de cada uno. Para cada prueba se ajustaron los valores de la apertura y se comprobó el comportamiento térmico de cada colector para determinar el número óptimo, como se muestra en la figura 5.13:

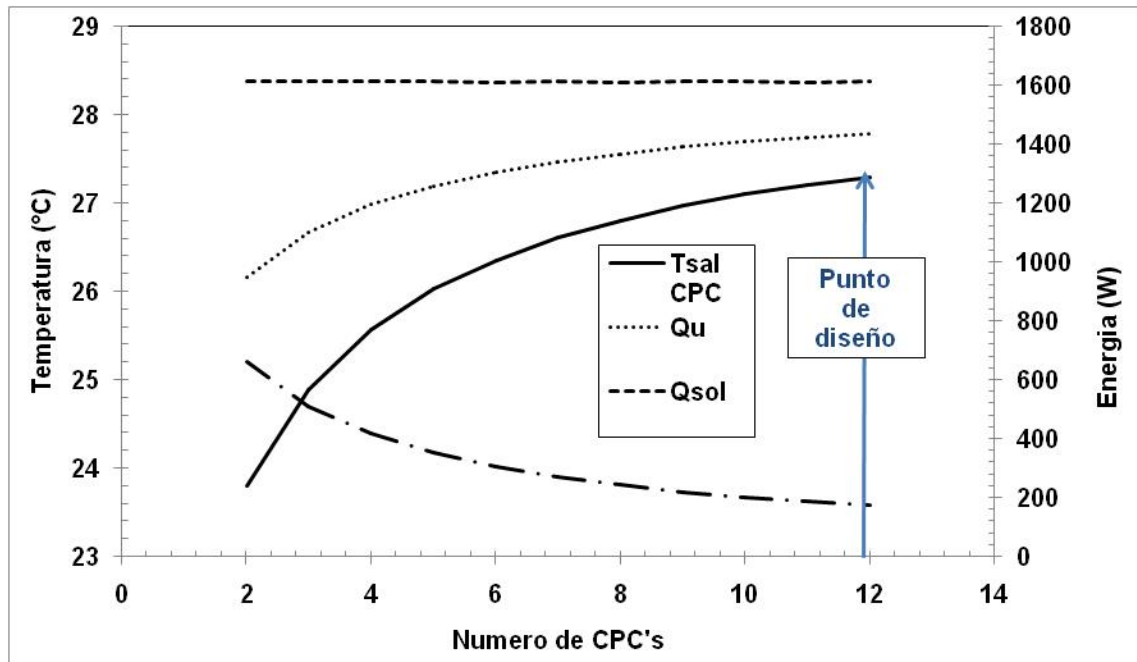


Figura 5.13 Comportamiento térmico según numero de CPC's.

De acuerdo al método antes descrito, el mejor resultado es hacer un colector compuesto por 12 CPC's, esto debido a que al reducir el tamaño del CPC se reduce el área del absorbedor, lo cual provoca menores pérdidas hacia el ambiente y mayor eficiencia.

Aunque con esta opción si aumentamos el numero de CPC's, se incrementa el trabajo para su construcción y es mayor el número de tubos absorbedores. Cabe destacar que el área del material del reflector, absorbedor y de la cubierta permanecen constantes independientemente del número de los mismos y la única área que varía con este barrido es de la caja protectora porque al incrementar la apertura del CPC, también se incrementa la altura. Esto como consecuencia del cambio en el diámetro del absorbedor, lo que significa mayor material protector y aislante en los laterales debido a la altura del CPC, como se puede mostrar en la figura 5.14.

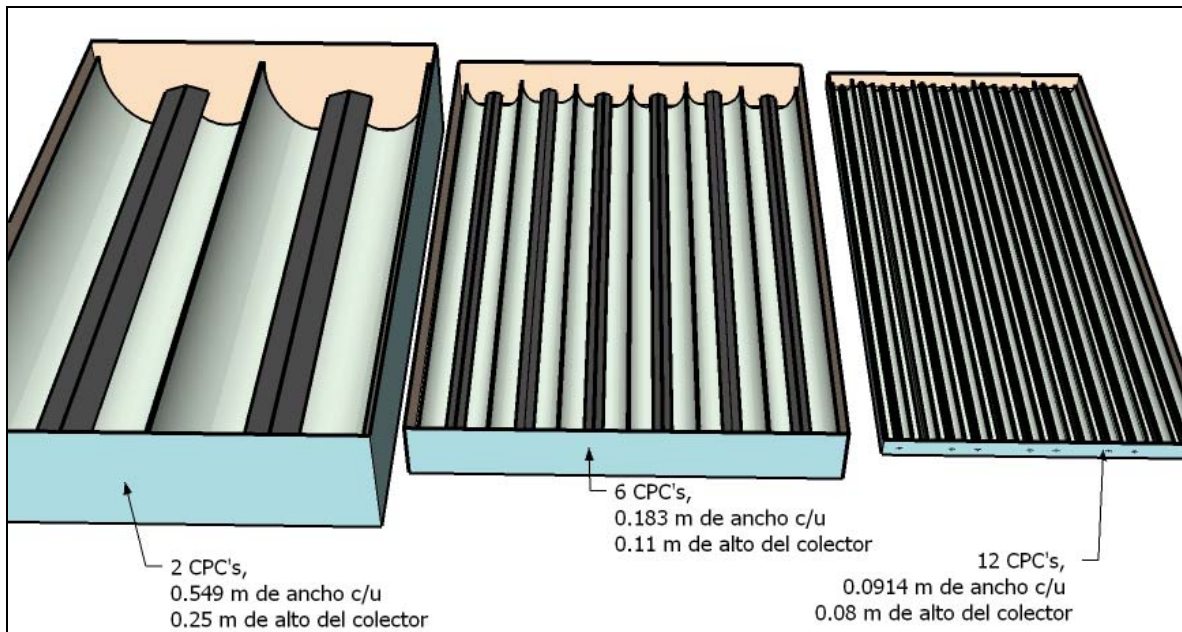


Figura 5.14 Altura de la caja protectora para diferente numero de CPC's.

Para conocer a fondo porque son más eficientes los colectores pequeños, en la figura 5.15 se grafica el ancho de apertura del CPC, contra las perdidas y la eficiencia. Al mismo tiempo se utiliza una curva para mostrar el área del absorbedor y el punto optimo de diseño. En la que se observa que la eficiencia es mayor cuando el CPC es más pequeño, esto es debido a que se reducen las áreas de transferencia de calor, lo cual provoca que haya menos pérdidas de energía hacia el ambiente.

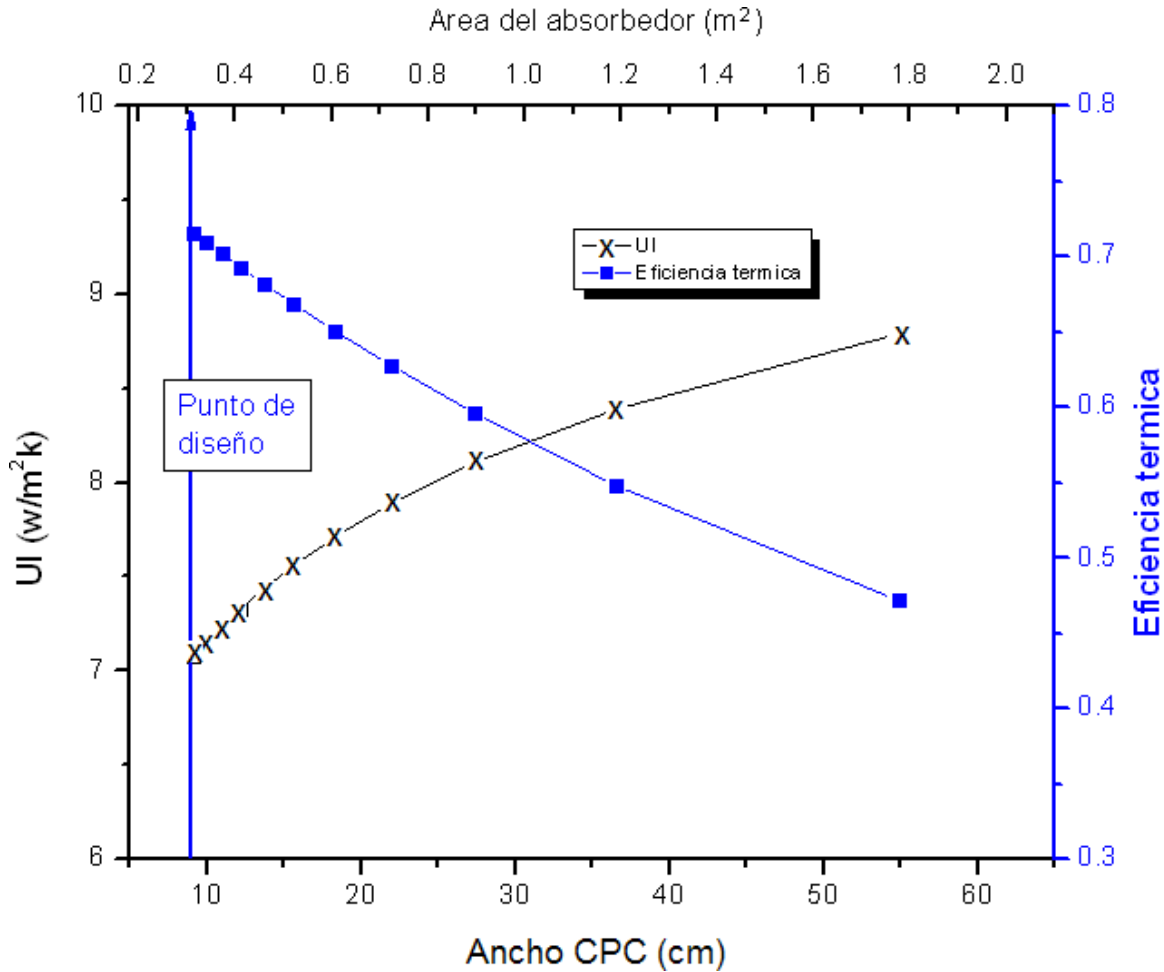


Figura 5.15 Eficiencia térmica y pérdidas al ambiente en función del ancho del CPC.

5.4 Análisis de la propuesta final del colector solar tipo CPC

Dentro del estudio paramétrico y diseño del colector, se observaron opciones para proponer un colector solar eficiente. Cabe destacar que una vez diseñado se debe llevar a la construcción y para ello existe un limitante en las dimensiones que son las establecidas por los materiales de construcción que podemos encontrar en la localidad. Con esto nos referimos principalmente al ancho y largo de la cubierta de vidrio, ancho de la placa reflectiva, diámetro de tubos y dimensiones de la lámina galvanizada o de aluminio para hacer la caja de protección.

Existen varias opciones en los materiales de construcción del CPC y en las medidas estándar para su producción, de los cuales se mencionaran algunos.

Para la mejor opción se tomará en cuenta que pueda ser producido localmente con materiales de fácil adquisición. Es por ello que se buscaron las medidas estándar conforme a las materias primas para la construcción del colector y las medidas encontradas son:

- Para la cubierta puede utilizarse tanto vidrio, como policarbonato o acrílico. Las medidas disponibles se limitan a: ancho de 1.7m y largo de 2.3m. Para elegir la mejor opción se debe incluir un análisis óptico detallado, así como los costos.
- El absorbedor no tiene problema debido a que la opción óptima nos indica un radio del absorbedor de 6 milímetros el cual, se dispone a nivel comercial local tanto en cobre como en aluminio.
- La placa absorbedor para la construcción de las aletas está disponible en rollos con ancho de 1.25m.
- El reflector también se consigue en rollos a medidas estándar en láminas de 1.25m de ancho.
- La caja protectora se consigue fácilmente en proveedores de lamina galvanizada y existen varios tamaño, debido a esto no representa un limitante de construcción.

Para la propuesta final de construcción se optó por un colector solar con área de captación de 3m^2 . Las dimensiones de los reflectores son los óptimos según el estudio paramétrico, con truncamiento al 40% y radio del absorbedor reducido al 27% del radio inicial de diseño geométrico, para que dé la medida comercial de tubo absorbedor de 12 milímetros de diámetro.

En la figura 5.16, se observa la geometría final del reflector y del absorbedor, las dimensiones son:

- Concentración de 1.15.
- Ángulo de aceptación 60.
- Radio del absorbedor de 0.6 cm.
- Alto total 7.23 cm del reflector del CPC.
- Alto truncado 2.89 cm del reflector del CPC.
- Ancho total 10.88 cm, ancho truncado 10.31 cm del reflector del CPC.
- Longitud total 21.78 cm, longitud truncada 15.91 cm del reflector del CPC.

- Longitud de aleta de 3 cm y un ángulo de 64° .

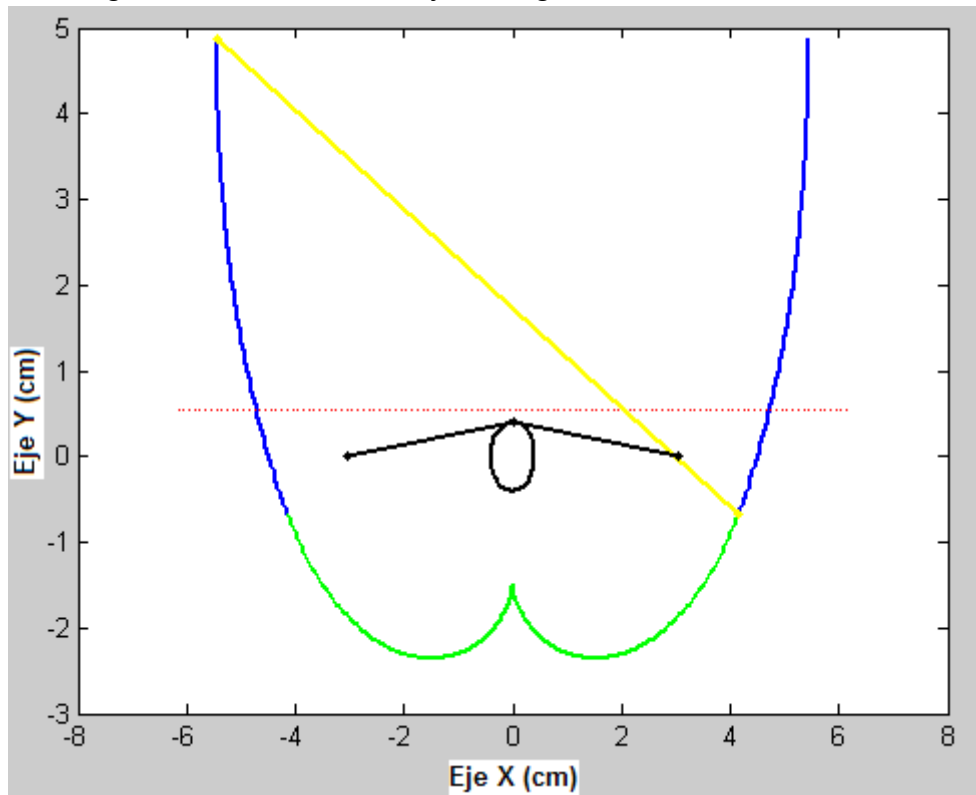


Figura 5.16 Geometría final del CPC.

Después de decidir las características del colector, se comprobó la efectividad en cuanto a la ganancia de energía y la calidad del agua de salida. Para ello se hicieron pruebas comparativas bajo las mismas condiciones de entrada que el equipo experimental. De esta manera se comprobó mediante el simulador si la propuesta de diseño es más eficiente que el equipo comercial existente.

La primera comparación que se hizo es la temperatura de salida del fluido (esta es muy importante porque este colector está diseñado para poder trabajar para diferentes aplicaciones, las cuales pueden demandar niveles bajos de temperatura o niveles altos aproximadamente 100°C). En la grafica 5.17 observamos el comportamiento de la temperatura del colector AoSoL ($T_f \text{ exp}$) y el de la propuesta ($T_f \text{ prop}$), la cual se mantiene por encima de la temperatura del colector comercial, lo que indica que la propuesta de diseño cumple el objetivo de incremento en la eficiencia.

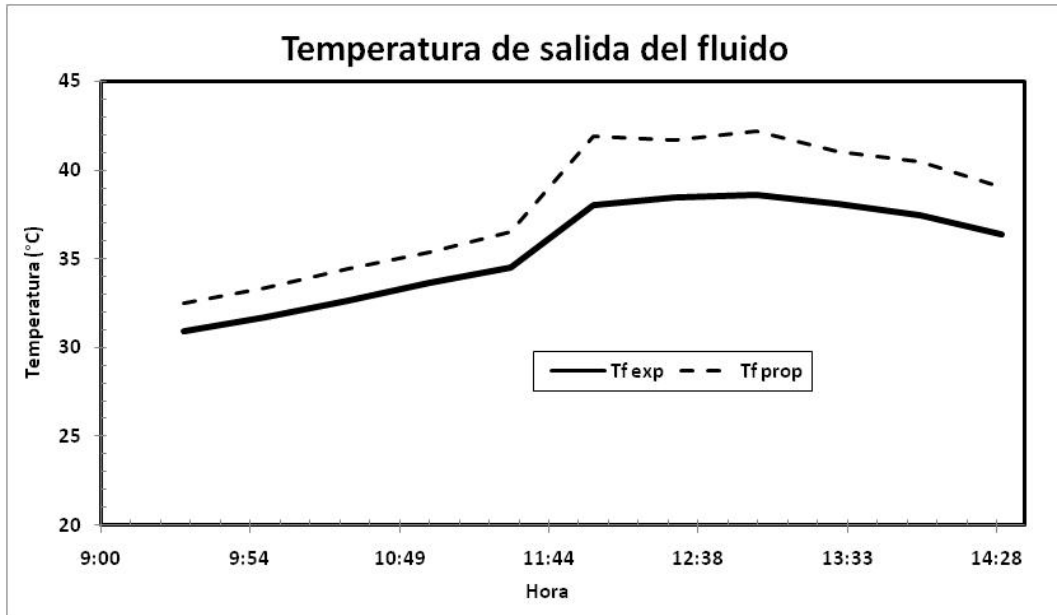


Figura 5.17 Comparación de la temperaturas de salida para la propuesta y el CPC comercial.

A partir de los datos obtenidos se estimó un 7% más calidad de la energía y un 9% más eficiente, esto comparado en cantidad de energía es de 48% más en la propuesta de diseño que en el colector comercial, esto se debe en parte a que es mayor el área de apertura en la propuesta.

La comparación de la ganancia y de las pérdidas de energía entre el sistema propuesto contra el comercial, no se puede hacer de forma directa debido que la propuesta incrementa el área de apertura por lo que entra mayor cantidad de energía. Pero en su lugar se compara la eficiencia térmica de la propuesta ($E_{f\ prop}$) contra la experimental ($E_{f\ exp}$), la cual nos indica el porcentaje de energía que se lleva el fluido como calor útil del total de energía que entra al sistema. En la figura 5.18 se muestra el comportamiento de las eficiencias para ambos sistemas, donde la obtenida del sistema propuesto tiene una tendencia casi constante al cambiar la temperatura de entrada del agua, mientras que la eficiencia del sistema comercial se ve afectado. Con esto podemos decir que la propuesta del CPC propuesto mantiene el nivel de eficiencia para diferentes temperaturas de entrada, por lo que alcanza mayor nivel de temperatura y gana más energía en un solo paso de agua, que el sistema comercial.

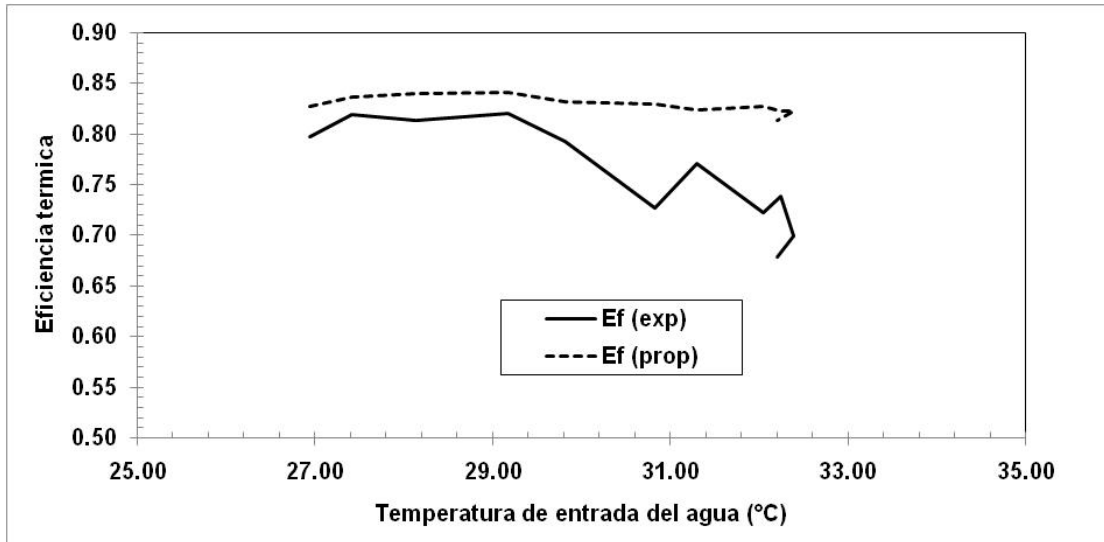


Figura 5.18 Comparación de la eficiencia térmica a diferentes temperaturas de entrada para la propuesta y el CPC comercial.

En la figura 5.19, se observa cómo se disminuye la eficiencia del colector al incrementar la temperatura de entrada del fluido, esta tendencia aplica cuando un colector trabaja en operación de termosifón y que el agua almacenada ya está caliente o cuando hay arreglos de varios colectores interconectados en serie.

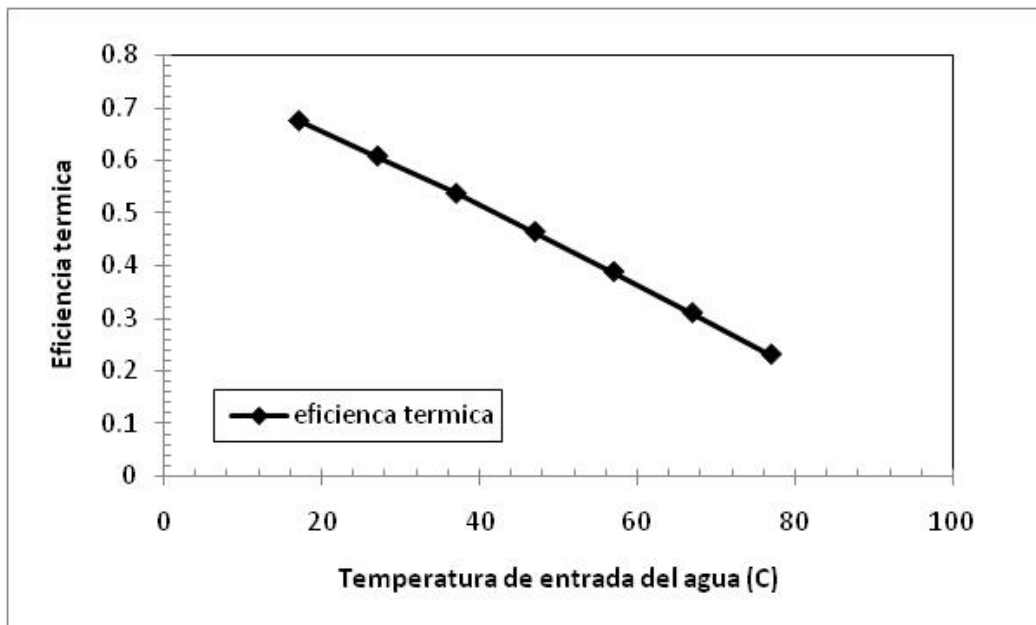


Figura 5.19 Comportamiento de la eficiencia térmica de la propuesta a diferentes temperaturas de entrada.

Para incrementar la eficiencia del sistema, la calidad de la energía deseada y mejores condiciones en la corriente de salida podemos manipular el flujo.

Para ello, la opción más sencilla de forma práctica es reducir el flujo masico de agua en el colector mediante una recirculación, con esto reduce la cantidad de masa a calentar y por lo tanto aumenta el nivel de calidad de la energía en la corriente de salida. En la figura 5.20, podemos observar la gran diferencia en la temperatura de salida para condiciones de operación de uno y dos litros por minuto, probados desde un colector hasta 7 interconectados en serie. También el nivel de eficiencia se disminuye del 70% hasta menos del 10% en 1 LPM y hasta aproximadamente el 25% para 2 LPM. Las reglas empíricas mencionan que no se deben interconectar más de 7 colectores en serie, lo cual se puede corroborar con esta grafica, en la que podemos concluir que para un flujo de 1 LPM el número máximo recomendado de colectores en serie a utilizar es de 3 en serie. Mientras que para el flujo de 2 LPM el número máximo recomendado es de 5 colectores en serie.

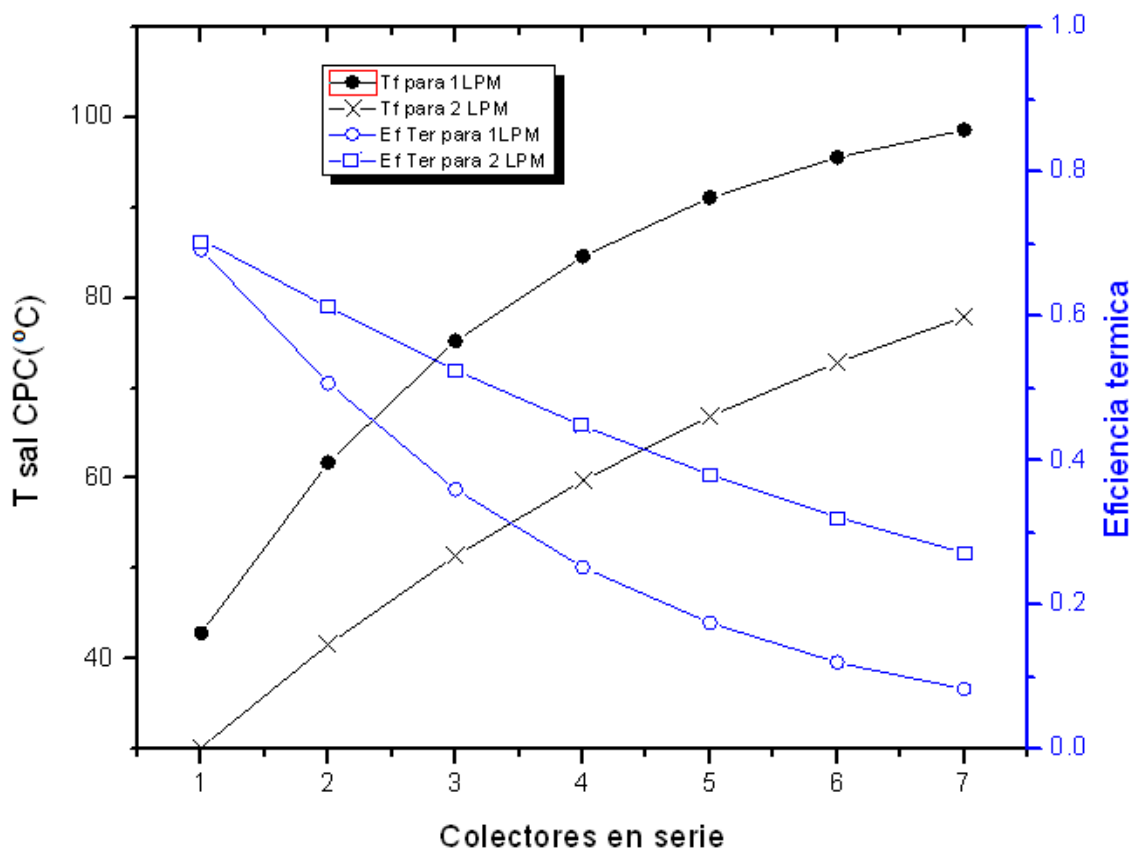


Figura 5.20 Comportamiento de la temperatura y la eficiencia térmica a diferentes colectores conectados en serie.

Para observar cómo afecta el nivel de flujo en la temperatura de salida del fluido se realizó un barrido para ver la tendencia (ver figura 5.21) y a partir de ésta se define el mejor nivel de flujo para la aplicación deseada, aunado a que para

aumentar más aun la calidad se pueden utilizar colectores interconectados en serie.

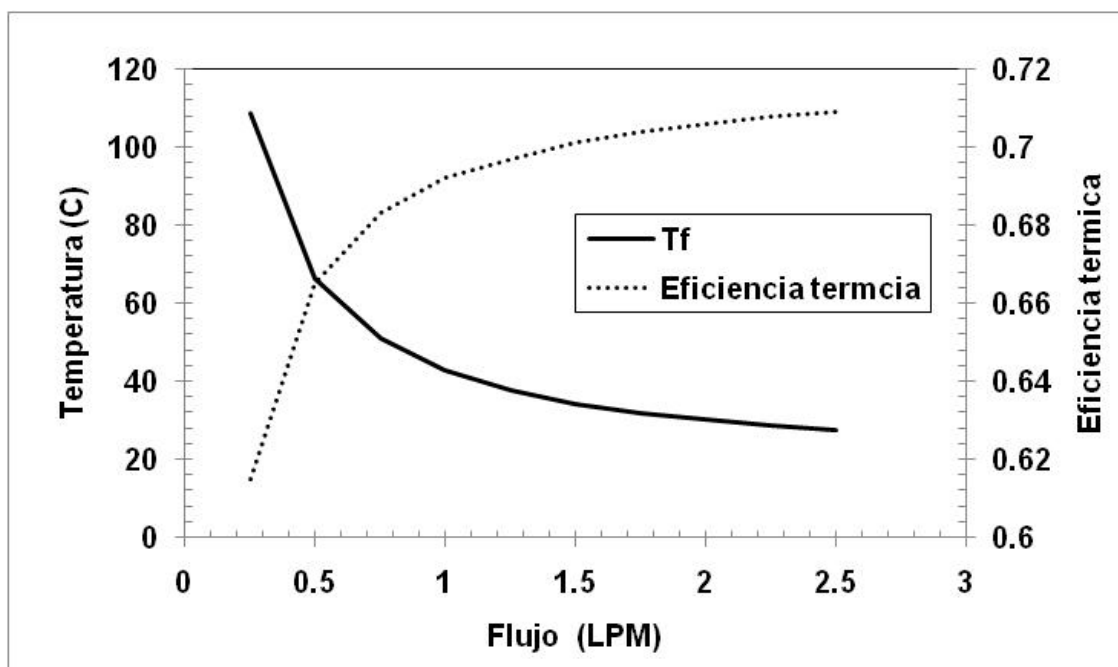


Figura 5.21 Efecto del nivel de flujo másico en la temperatura de salida de un CPC.

La propuesta final de diseño con 12 CPC's individuales para formar el colector, se muestra en las figuras de la 5.22 a la 5.24.

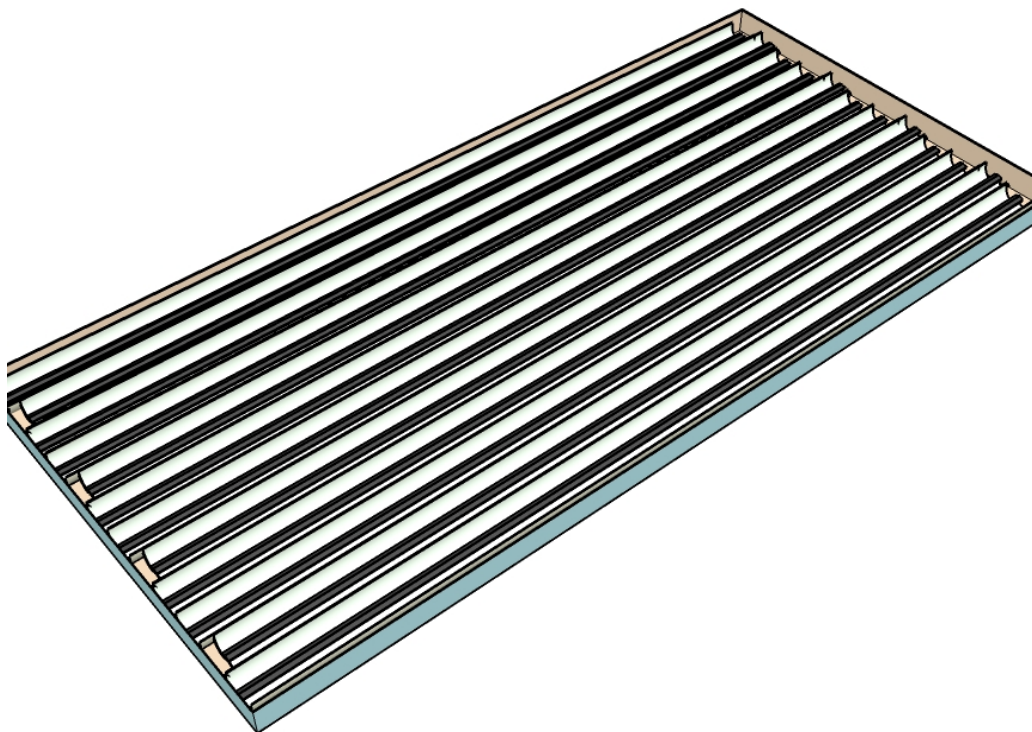


Figura 5.22 Diseño de la propuesta (vista 1).



Figura 5.23 Diseño de la propuesta (vista frontal).

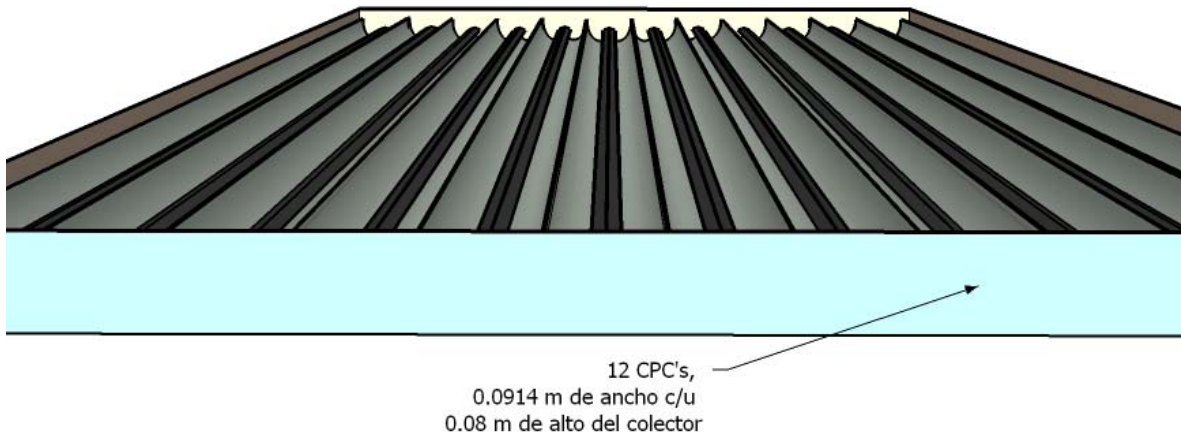


Figura 5.24 Diseño de la propuesta (vista longitudinal).

5.5 Análisis económico de la propuesta del colector solar tipo CPC

Para corroborar la viabilidad económica del desarrollo de este colector solar se hace necesario evaluar el costo del equipo, para poder conocer si realmente puede competir en cuanto a precio contra el colector que hay actualmente en el mercado. Esto demuestra si el colector es técnicamente viable.

Esto es importante si se quiere lograr la introducción del producto obtenido al mercado, además de lo anterior debe hacerse una variedad de estudios como lo es un estudio de mercado, prospección de los clientes potenciales, analizar alternativas de financiamiento (mediante los poderes gubernamentales e instituciones que apoyen la utilización de este tipo de proyectos), ya sea a fondo perdido o una tasa de interés baja.

Para el estudio económico nos enfocaremos en un ejemplo del sector residencial, con estudios de costo inicial y tiempos de recuperación de la inversión menores a 3 años. Aunque para este caso planteado, el cliente no valora tanto dichos factores, tal vez por desconocimiento o porque no lo ve necesario al ser esta no una inversión demasiado alta y a que el calentamiento de agua es una necesidad (ventaja que presenta al utilizar un colector solar que producirá ahorros en el gasto del energético), porque se calentará el agua con energía solar.

Para conocer el costo del colector solar a construir, es necesario conocer el costo de los materiales, los cuales fueron seleccionados ya que cumplen con los requerimientos de calidad, durabilidad y costo, como se muestran en la tabla 5.3. Se estima el 20% del costo total de materiales como costo de mano de obra, de ésta manera podemos saber cuánto es el costo final del colector tipo CPC con 12 CPC individuales.

Tabla 5.3 Costo de los materiales para construcción del CPC.

Material	Cantidad	PU	Costo	
Placa absorbadora de 4 3/4" x con tubo de 1/4"	12	\$8.50	\$102.00	
Cabezal de cobre de 3/4"	2	\$1.80	\$3.60	
Lamina de aluminio con acabado espejo para el reflector 1.7 m x 2.3	1	\$80.00	\$80.00	
Cubierta de vidrio claro y templado de 3 mm de espesor	1	\$20.60	\$20.60	
Aislante de fibra de vidrio m ²	2.3	\$4.50	\$10.35	
Aluminio para la caja del colector	1	\$40.00	\$40.00	
Lamina de galvanizado para la tapa posterior	1	\$21.74	\$21.74	
vinil para el sellado del vidrio en el aluminio (m)	7	\$2.28	\$15.96	
Juntas para la salida de tuberías del colector	4	\$0.45	\$1.80	
Nipple soldable con hebra de 3/4"	4	\$4.00	\$16.00	
Tanque de almacenamiento con capacidad de 150 lts	1	\$200.00	\$200.00	
Estructura de PTR tubular de 1" ced 40	1	\$15.00	\$15.00	
		TOTAL	\$527.05	
		Costo de mano de obra	20%	
		Total	\$658.81	Dlls
			\$8,564.56	Pesos

Según el costo total del producto y en comparativo con el precio del equipo comercial actual en el mercado que es de aproximadamente 18,000.00 pesos estamos en muy buena posición para competir contra él.

Si hacemos el análisis financiero para una vivienda promedio de 5 integrantes que cambian su sistema convencional de gas LP por el sistema solar CPC diseñado en este documento, dejando el de gas únicamente como respaldo, se puede resumir los siguientes valores de retorno de la inversión (RI) y valor presente neto (VPN).

Tabla 5.4 Análisis financiero de la propuesta.

Ahorro Anual Estimado en consumo de combustible	\$	1,538.31	Pesos
Tasa de aumento de los costos de energía		3.8%	
Índice de Inflación		7%	
Vida estimada del Sistema		10	
Antes de Impuestos IRR & ROI		16.4%	
Después de impuestos IRR & ROI		16.4%	
Reembolso Simple (RI)		5.9	
Años para flujo positivo		5.2	
Valor Presente Neto VPN	\$	11,746.78	Pesos
Ciclo de Vida del Ahorro Anual	\$	1,175.48	Pesos
Relación Costo-Beneficio		2.31	

Los valores tomados de tasa de incremento de los costos del gas LP son estimaciones tomadas de un estudio de mercado realiza por la secretaria de Energía (SENER) para el 2005-2014, al igual que el índice de inflación.

En la figura 5.25 se observa la curva de flujo de efectivo hasta el punto donde la inversión empieza a producir ahorros sobre la inversión, hay que tener en cuenta que los ahorros se logran desde la instalación del sistema de calentamiento solar, también para el análisis económico se considera que la instalación de este sistema tiene un vida útil mayor a 10 años, aunque el tiempo de vida útil real es mayor a 25 años lo que hace al proyecto más atractivo.

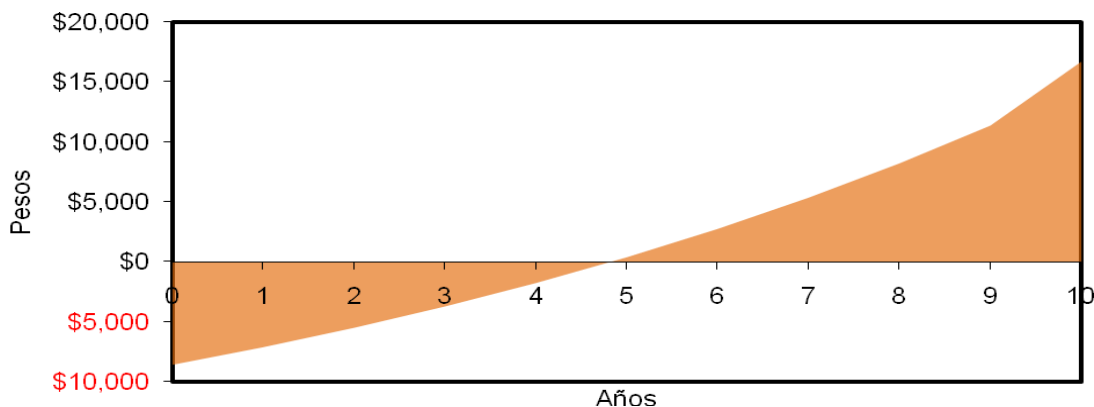


Figura 5.25 Curva de flujo de efectivo para una vida util del proyecto de 10 años.

Filename: 9. Capitulo 5.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 6/12/2009 12:14:00 PM
Change Number: 140
Last Saved On: 1/13/2010 2:00:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 1,485 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:17:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 29
Number of Words: 5,043
Number of Characters: 25,018

Capítulo 6. Conclusiones y recomendaciones

6.1 Conclusiones

En este trabajo se muestran los resultados obtenidos en el estudio realizado a un prototipo de un Concentrador Parabólico Compuesto (CPC), mediante análisis teórico, experimental y la validación del modelo matemático, para con ello obtener la propuesta final de diseño del CPC para calentamiento de agua. La sección de simulación juega un papel importante en la fabricación o manufactura de nuevos equipos y en el desarrollo de tecnología en general, gracias a esto es posible probar el equipo bajo diferentes escenarios con una variedad de condiciones de operación y ambientales. La simulación además nos muestra comportamiento teórico del colector, con el cual se puede establecer que factores lo afectan o benefician de manera significativa y cuáles son las mejores condiciones para su diseño.

En la sección de análisis de clima se corroboró que la demanda de calentamiento de agua para servicios en Mexicali se presenta a partir de octubre hasta abril con un periodo crítico de máxima demanda de calentamiento en los meses de noviembre, diciembre, enero y febrero; esto es debido a que en los demás meses la temperatura ambiente es alta, por lo que no se necesitaría del agua caliente. Sin embargo para aplicaciones en comercio o industria la demanda es constante a lo largo de todo el año, lo cual favorece significativamente el tiempo de recuperación de la inversión.

La disponibilidad de radiación solar en Mexicali B.C., permite la utilización de sistemas de climatización y agua caliente para diferentes aplicaciones con tecnologías solares energéticamente sustentables, desde aplicaciones de temperaturas bajas hasta aplicaciones de alta temperatura. En este caso particular se trató únicamente de baja temperatura, pero cabe destacar que el clima hace factible las tecnologías de concentración como es el cilindro parabólico, Fresnel y disco parabólico, que tienen aplicaciones de generación de vapor y refrigeración solar.

Se obtuvo el desarrollo de un modelado matemático riguroso, considerando aspectos geométricos, ópticos, térmicos y fluidodinámicos. Éste nos permite diseñar y estudiar la operación del CPC como un sistema de calentamiento de agua para diferentes aplicaciones. Al modelo se le agregaron algunas

correcciones, lo que hace que el nuevo modelo matemático nos brinde mejores resultados de la simulación con mejor aproximación al valor real y además que es una aportación de ésta tesis.

El simulador desarrollado en la plataforma de Matlab, es una buena herramienta de dimensionamiento en la que se pueden hacer exploraciones de todas las variables para encontrar el diseño óptimo o para definir las mejores condiciones de operación del sistema para una problemática dada, sin violar ningunas de las restricciones del sistema y tomando en cuenta que el mejor diseño es cuando se tiene la máxima concentración con el mínimo de pérdidas ópticas y térmicas. El modelo matemático es resuelto con el apoyo de los métodos numéricos bisección y punto fijo en soluciones anidadas.

Según los resultados obtenidos en el estudio paramétrico del CPC, las mejores variables geométricas concuerdan con las encontradas en datos bibliográficos, en las que, para aplicaciones de calentamiento de agua son de baja concentración (menor a 2), para lograr un ángulo de aceptación considerable y no necesitar de seguimiento solar, además que al utilizar CPC de dimensiones más pequeñas reducimos las áreas de transferencia de calor, por lo que el sistema se vuelve más eficiente.

En el estudio se encontró que las variables geométricas del reflector son importantes ya que están ligadas entre sí, por lo que las variables con más influencia en la eficiencia y capacidad del reflector son el ángulo de aceptación, el nivel de truncamiento y el diámetro del absorbedor; de estas se derivan otras implícitas como lo ancho y alto del CPC.

El colector solar propuesto tiene mayor eficiencia térmica, menos pérdidas hacia el ambiente que el colector CPC comercial con el cual fue comparado. Además que el mantenimiento es casi nulo y según el análisis económico es competitivo en precio con una calentador solar CPC del mercado, así como con uno de placa plana, de acuerdo con el análisis financiero al sustituir un calentador de gas LP el retorno de la inversión es 5.2 años.

Los resultados del estudio comparativo con el colector comercial muestran un incremento de 7% en la temperatura de salida del colector propuesto, en cuanto a la comparación de las eficiencias es de 9% mayor en la propuesta. Esto equivale a un 48% más en la ganancia neta de energía en la propuesta de diseño que en el colector comercial.

Si el colector propuesto sustituye a los sistemas de calentamiento de agua convencional de gas, se pagaría de un 40% hasta un 70% menos en las facturas de energéticos para disponer de agua caliente. El costo anual producido con la utilización de un calentador solar de agua es de un 50% a un 85% más bajo que el producido por los calentadores de agua eléctricos, aunque estos sistemas son más eficientes que los de gas, pero la energía eléctrica es más cara. Según estimaciones del Programa para la Promoción de Calentadores Solares de Agua en México (PROCALSOL), de la Comisión Nacional de la Energía (CONAE), la Comisión Reguladora de Energía (CRE) y la Asociación Nacional de Energía Solar (ANES).

Al invertir en un sistema de este tipo, se evita el dióxido de carbono, óxidos de nitrógeno, de azufre, entre otros contaminantes y desechos que genera la combustión de combustibles fósiles utilizados en el calentamiento directo de agua o en la producción de energía eléctrica para este fin. Según los datos de CRE y CFE, cuando un calentador solar de agua sustituye a un calentador eléctrico, la electricidad consumida durante 20 años representa más de 50 toneladas de emisiones de dióxido de carbono evitadas. Para nuestro caso particular caso utilizando un CPC para sustituir un calentador de gas LP, se evita la quema de 170 kg de gas LP al año, esto equivale a 527 kg de CO₂ anuales, que en 20 años es de 10.5 toneladas; este valor es menor que en la sustitución de un calentador eléctrico, debido a que para la utilización de la energía eléctrica intervienen varios procesos por lo que se producen pérdidas de energía y una baja eficiencia global entre la combustión y la utilización de la energía en el boiler.

Es conveniente mencionar que el calentamiento de agua representa aproximadamente el 25% del total de energía utilizada en una casa unifamiliar típica. Un calentador eléctrico de agua es el mayor usuario de energía en cuanto a consumo de todos los aparatos en el hogar, suponiendo que tenemos un boiler de 200 litros que se calienta con una resistencia de 4.5 kW, el consumo mensual en un vivienda promedio es de aproximadamente 330 pesos, considerando que el costo de la energía entra en el rubro de mayor subsidio. Con la utilización del CPC para este caso el retorno de la inversión es en 4.3 años

Siendo optimistas la utilización de un colector solar en Mexicali es del 50% del año, ya que no se requiere el calentamiento de agua en el verano, pero esto puede ser claramente incrementado en lugares donde el clima es más frío y constante a lo largo del año. El factor limitante para la localidad es el clima extremoso cálido en el verano, pero un pequeño cambio de escenario favorecería

la utilización y sobre todo la balanza de costos para hacer más rentable este tipo de proyectos.

6.2 Recomendaciones

Para optimizar aún más este tipo de calentador solar, es necesario trabajar en la geometría del reflector y absorbedor, esto se puede hacer mediante un estudio profundo en un simulador de trazado de rayos para optimizar el área del absorbedor, el cual beneficia porque al reducir el diámetro del tubo se mejora el Reynolds, se reduce la masa de agua a calentar, lo que provoca una mayor ganancia de energía. De la misma forma al optimizar las aletas podemos captar más cantidad de rayos entrantes al CPC aun con ángulos aceptación mayor, aunque a su vez se incrementa el área de pérdidas por convección y radiación hacia el ambiente.

Se recomienda agregar al código del simulador el cálculo del ángulo de incidencia, para conocer el efecto que este provoca por las mañanas y las tardes. Con este ajuste se pueden hacer estudios a lo largo de todo el día y conocer el nivel de ganancia de energía en el agua cuando el ángulo de incidencia de la radiación esta fuera del ángulo de aceptación y que tanto es el aporte energético en dichas horas.

Los valores obtenidos en cuanto a la cantidad y la calidad de la energía son buenos, pero estos pueden mejorarse integrándose ajustes en la parte interna del absorbedor para incrementar la transferencia de calor por convección ya sean tubos con aletas internas, tubo con espiral interno, tubos concéntricos, de dos pasos, e incluso probar tubo con cubierta de vidrio tubular o evacuado para reducir las pérdidas por convección hacia los componentes.

Validar el CPC para otras condiciones de operación, básicamente mediante una experimentación más amplia respecto a los valores de temperatura de entrada del fluido, también de temperatura ambiente, radiación, velocidad del viento, entre otros; para lograr un modelo matemático aplicable a cualquier región con cualquier condición ambiental y para niveles de temperatura mayores a la validación actual.

El factor de forma considerado en los cálculos de los coeficientes individuales de transferencia de calor por radiación entre los componentes internos del colector, se consideran como la unidad (1), debido a la dificultad de poder medir los ángulos formados entre los mismos, y se recomienda para posteriores

estudios realizar énfasis en este factor el cual puede llevar el modelo a un comportamiento aun mejor.

Utilizar una cubierta tipo domo, esto ayuda a meter a los rayos solares en horas tempranas del día, debido a la ley de la refracción de Snell, de esta forma los rayos entraría al colector con un ángulo menor o igual al de aceptación pudiendo así aumentar el tiempo de operación e incluso un diseño de CPC fijo con mayor nivel de concentración.

Filename: 10. Capitulo 6.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 5/18/2009 5:57:00 PM
Change Number: 57
Last Saved On: 1/13/2010 1:10:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 352 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:17:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 5
Number of Words: 1,689 (approx.)
Number of Characters: 8,567 (approx.)

REFERENCIAS.

Baranov V. K. y Melnikov G. K., (1966). Study of the illumination characteristics of hollow focons., Sov. J. Opt. Technol., Vol 33, p. 408.

Barragán L. y Méndez J. (1998). Calentamiento solar de agua. Harla Ediciones.

Bejan A., Kraus A., (2003). Heat Transfer Handbook, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey.

Bernard R., Menguy G. (1982). La radiación solar, conversión térmica y aplicaciones. París: Ed. Lavoisier.

Blanco J., (2002). Desarrollo de colectores solares CPC para aplicaciones fotoquímicas de degradación de contaminantes persistentes en agua. Plataforma Solar de Almería. CIEMAT.p-277.

Collares Pereira M., A. Rabl y R. Winston, (1977). Lens-Mirror Combinations with Maximal Concentration, Applied Optics.

Collares-Pereira, M., O'Gallagher, J.J., and Rabl, A., (1978). Approximations to the CPC—a comment on recent papers by Canning and Shapiro, Sol. Energy, 21, 245 doi:10.1016/0038-092X(78)90028-2.

Collares Pereira M., (1979). High temperature solar collector with optimal concentration - Non focusing Fresnel lens with secondary concentrator, Solar Energy, 23.

Collares Pereira M., Carvalho M.J., Oliveira J.C., Farinha Mendes J., Haberle A. y Wittwer V. (1994). Optimal and thermal testing of a new 1.12X CPC solar collector, Sun at Work in Europe, (Junio 1994).

Collares-Pereira M., (2005). Energía solar y óptica sin imágenes para la producción de agua limpia, INETI DER, IST, Lisboa, Portugal.

Duffie J.A. and Beckman W.A. (1980). Solar Engineering of Thermal Processes, p. 137. Wiley Interscience, New York, USA.

Duffie J.A. and Beckman W.A. (1991). Solar Engineering of Thermal Processes, second edition, John Wiley & Sons, Inc.

Eames, P. C. and Norton, B. (1993). Detailed parametric analyses of heat transfer in CPC solar energy collectors, Solar Energy, 50, 4, pp. 321-338.

García, E. (1981). Clasificaciones al sistema de clasificación climática de Köppen. Para adaptarlo a las condiciones de la República Mexicana. México, D.F.: Universidad Nacional Autónoma de México.

- Gallegos, R., Luna, A., Velázquez, N., & Bojórquez, G. (2006).** A simulation study on the limitations of the use of evaporative cooling for air conditioning in hot arid climate. Artículo presentado en ASME Solar Joint 2006.
- Gordon JM. Rabl A. (1983).** “Truncation of CPC solar collector and its effect on energy collection”. Solar Energy. Vol 35 no. 5.
- Hinterberger H. y Winston R., (1966).** Efficient light coupler for threshold Cerenkov counters. Rev. Sci. Instrum. Vol 37, p. 1094.
- Hinterberger H. y Winston R., (1966b).** Gas Čerenkov counter with optimized light-collecting efficiency. Proc. int. Conf. Instrum. High Energy Phys. p. 205.
- Holman J. P., (1998)** Transferencia de calor, 8va Edición, McGraw-Hill/InterAmericana de España S. A U., (1998).
- Hsieh, C. K. (1981).** Thermal analysis of CPC collectors, Solar Energy, 27, 1, pp19-29.
- Ibañez, M., Rossell, J.R. y Rossell, J.I., (2005).** “Tecnología Solar”. Ed. Mundi-Prensa, Madrid (España). ISBN: 84-8476-199-1.
- Incropera, F.P., (2006).** “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”. Ed. John Wiley & Sons (6ª Edición), New York, EEUU. ISBN: 9780471457282.
- International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS), (2007).** <http://www.iapws.org/>.
- Kalogirou, S., (2004).** Solar Thermal Collector and Applications, Progress in Energy and Combustion Science 30 231-295.
- Khonkar H. E. I. and Sayigh A. A. M. (1995).** Optimization of the tubular absorber using a compound parabolic concentrator, Renewable Energy, 6,1, pp17-21.
- Kreider, J. F., (1979).** “Medium and High Temperature Solar Processes”. Academic Press.
- López Campos, C. E. (1991).** Física de la Energía Solar. México: Universidad Autónoma de Chapingo y Talleres Gráficos de la Nación.
- Luna L. A. (2008).** Diseño y evaluación de vivienda energéticamente sustentable. Tesis Doctoral, Universidad Autónoma de Baja California, Baja California, México.
- Mc Intire, W. R. (1980).** “Optimization of Stationary Nonimaging Reflectors for Tubular Evacuated Receivers Aligned North-South”. Solar Energy, vol. 24, pp 169-175.

- O’Gallagher J. J., (2008).** Nonimaging Optics in Solar Energy, Morgan & Claypool Publishers series, Flossmoor, Illinois.
- Oommen R., Jayaraman S., (2001).** “Development and performance analysis of compound parabolic solar concentrators with reduced gap losses-oversized reflector”, Energy Conversion and Management, 42 1379-1399.
- Ortega, N., Best R., Oskham A., García-Valladares O.; (2003),**TCSD-0410; 27 Semana Nacional de Energía Solar, Chihuahua, México.
- Ortega, N., Garcia-Valladares O., Best R., Gomez V.; (2007).** Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator, Renewable Energy.
- Ploke M., (1967).** Lichtführungseinrichtungen mit starker Konzentrationswirkung. Optik. Vol 25, p. 31.
- Portuguese patent application,** CPC type collectors for solar energy collection in absorbers immersed in a liquid of index of refraction n , J. Chaves, M. Collares Pereira, J. Correia de Oliveira.
- PROCALSOL, Programa para la Promoción de Calentadores Solares de Agua en México.** CONAE, ANES, GTZ, ISBN: 978-970-9983-20-3.
- Quinteros G. J. (2008).** Estudio teórico y experimental de colector solar parabólico para generación de energía eléctrica. Tesis, Facultad de ciencias física y matemáticas, Universidad de Chile, Santiago, Chile.
- Rabl A. and Winston R., (1976).** Ideal concentrators for finite sources and restricted exit angles. Appl. Opt. 15. 2880-2883.
- Rabl, A., (1976a).** Comparison of solar concentrators, Sol. Energy, 18, 93–111.
- Rabl, A., (1976b).** Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators, Solar Energy, 18, 497.
- Rabl, A., (1976c).** Solar concentrators with maximal concentration for cylindrical absorbers, Appl. Opt.,15(7):1871–1873.
- Rabl Ari, (1985).** Active solar collector and their applications. Oxford University Press, 1985. 6, pp 147-156. New York, USA.
- Rapp D., Solar Energy. (1981).** Englewood Cliffs., New Jersey, USA. p. 331-351.
- REFPROP, (2002).** Reference fluid thermodynamic and transport properties, Version 7.0, Data Base 23, Physical and Chemical Properties Division National Institute of Standards and Technology.

- Ries, H., and Rabl, A., (1994).** Edge-ray principle of nonimaging optics, *J. Opt. Soc. Am.*, 11(10):2627–2632.
- Sarmiento, P., (1980).** *Energía Solar: aplicaciones e ingeniería*, Ediciones Universitarias de Valparaíso.
- SETSOL, Lda.** - Capa Rota, Manique de Cima, 2750 Sintra, Portugal.
- Sukhatme S. P., (2002).** *Solar Energy, Principles of Thermal Collection and Storage*, second edition.
- Suresh D., O'Gallagher J., y Winston R., (1990).** Thermal and Optical performance test results for Compound parabolic Concentrators (CPCs). *Solar Energy*. Vol 44, No. 5. p. 257.
- Tapia S., del Río J. A., y Quiroz A., (2006).** Desarrollo Análisis y Visualización del CPC en Coordenadas Cartesianas., *Memorias de la XXX Semana Nacional de Energía Solar*. Veracruz, Veracruz, México, p. 387-393.
- Tapia, S., y del Río J. A., (2007).** Concentrador Parabólico Compuesto: Una Descripción Optogeométrica., (*Revista Mexicana de Física.*, México, D. F.
- Untapped potential by Werner Weiss (2006),** *Renewable Energy World*. Earth scan / James & James publications.
- Vázquez E. M., (1991).** Instituto Juan de Herrera, Madrid. España. ISSN: 1578-097X.
- Vázquez E. M., (1999).** Una brevísima historia de la arquitectura solar, *Boletín CF+S*, 9: Por una arquitectura y un urbanismo contemporáneos.
- Velázquez, L. N., (2002).** Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar. Tesis Doctoral, Universidad Nacional Autónoma de México, México, D.F.
- Welford, W., and Winston, R., (1989).** *High Collection Nonimaging Optics*, Academic Press, New York, NY. Academic Press, Inc., USA.
- Winter, C.J. ; Sizmann, R.L. ; Vant-Hull, L.L., (1990).** “Solar Power Plants: Fundamentals, Technology, Systems, Economics”. Ed. Springer-Verlag, Berlín (Alemania). ISBN: 3-540-18897-5.
- Winston R. y Welford W.T., (1948).** *The Optics of Non-Imaging Concentrators*, Academic Press, New York.
- Winston R., (1974).** Principles of Solar Novel design. *Solar Energy.*, Vol 16, p. 89.

Winston R., Miñano J. C., y Benítez. P., (2005). Nonimaging Optics. Elsevier Academic Press., USA.

www.cfe.gob.mx, Febrero 2009, Estadísticas de Ventas.

www.conae.gob.mx, Marzo 2009.

www.cre.gob.mx, Marzo 2009.

www.greenpeace.org, Enero 2009, Tratados Internacionales.

www.pemex.com, Febrero 2009, Indicadores.

www.procobre.com, Noviembre 2008, Aplicaciones del cobre (energía solar).

www.sener.gob.mx, Marzo 2009, Prospectiva del mercado del gas licuado del petróleo (LP) 2005-2014.

Filename: 11. Referencias.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 3/17/2009 7:42:00 PM
Change Number: 48
Last Saved On: 1/13/2010 1:11:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 295 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:18:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 5
Number of Words: 1,217
Number of Characters: 7,375

Apéndice

Código de programación del simulador en MatLab:

```

clc
echo off
format short

rad=1.5;
nocpc=12;
%rad=input('Radio (cm):');
tet_a=60;
%tet_a=input('angulo de aceptancia medio:');
%% Goemetrico
conc=1/sind(tet_a);
inv_max=tet_a+90;
par_max=270-tet_a;
disp('  concentracion          angulo de aceptancia');
fprintf ('   %.2f              %.2f\n',conc,tet_a);
%ecuaciones del X y Y para el CPC completo
%Ymin
min=90;
romin=rad*min*(pi/180);
ymin=-rad.*cosd(min)-romin.*sind(min);
%xmax involuta
maxinv=90+tet_a;
romaxinv=rad*maxinv*(pi/180);
xmaxinv=rad*sind(maxinv)-romaxinv*cosd(maxinv);
ymaxinv=-rad*cosd(maxinv)-romaxinv*sind(maxinv);
%xmax y ymax del cpc completo
max=270-tet_a;
romax=rad*(((max+tet_a+90)*pi/180)-cosd(max-tet_a))/(1+sind(max-
tet_a));
xmax=rad.*sind(max)-romax*cosd(max);
ymax=-rad.*cosd(max)-romax.*sind(max);
%altura y ancho total cpc completo
htot=ymax+(abs(ymin));
wtot=2*xmax;

%longitud del reflector
%calculo de la longitud de curva completa del CPC
xt=0; yt=-rad; larct=0;
for a=0:270-tet_a
    if (a<=90+tet_a)
        rot=rad*a*(pi/180);
    elseif (a>=90+tet_a)
        rot=rad*(((a+tet_a+90)*pi/180)-cosd(a-tet_a))/(1+sind(a-
tet_a));
    end;
deltaxt=rad.*sind(a)-rot.*cosd(a)-xt;
xt=rad.*sind(a)-rot.*cosd(a);
deltayt=-rad.*cosd(a)-rot.*sind(a)-yt;

```

```

yt=-rad.*cosd(a)-rot.*sind(a);
larct=larct+sqrt(deltaxt^2+deltayt^2);
end
ltot=larct*2;
disp('Alto total          Ancho total          Longitud total');
fprintf (' %.2f          %.2f          %.2f\n',htot,wtot,ltot);

%calculo de las características con truncamiento
h5=htot*.4;
z=sqrt((xmax+xmaxinv)^2+(ymax+ymaxinv)^2);
alfa=180/pi*asin((htot-h5)/z);
tr5=tet_a+alfa;
fi5=270-tr5;
ro5=rad*(((fi5+tet_a+90)*pi/180)-cosd(fi5-tet_a))/(1+sind(fi5-tet_a));
x5=rad.*sind(fi5)-ro5*cosd(fi5);
%ancho del cpc tr al 50%
w5=x5*2;
%longitud del reflector
%calculo de la longitud truncado del CPC
xs=0; ys=-rad; larcs=0;
for b=0:270-tr5
    if (b<=90+tet_a)
        ros=rad.*b*(pi/180);
    elseif (b>=90+tet_a)
        ros=rad*(((b+tet_a+90)*pi/180)-cosd(b-tet_a))/(1+sind(b-
tet_a));
    end;
deltaxs=rad.*sind(b)-ros.*cosd(b)-xs;
xs=rad.*sind(b)-ros.*cosd(b);
deltays=-rad.*cosd(b)-ros.*sind(b)-ys;
ys=-rad.*cosd(b)-ros.*sind(b);
larcs=larcs+sqrt(deltaxs^2+deltays^2);
end
ls=larcs*2;
disp('Alto truncado          Ancho truncado          Longitud truncada');
fprintf (' %.2f          %.2f          %.2f\n\n',h5,w5,ls);

%%%%%%%%%% Grafica involuta  %%%%%%%%%%%
m=0:1:inv_max;
xinv=(rad.*(sind(m)-(m*pi/180).*cosd(m)));
yinv=(-rad.*(m*pi/180).*sind(m)+cosd(m));
xinvi=xinv*-1;
plot (xinv,yinv,'g','LineWidth',2);
hold on
plot (xinvi,yinv,'g','LineWidth',2);
%%%%%%%%%% Grafica de la parabola  %%%%%%%%%%%
n=inv_max:1:par_max;
l=n-tet_a;
Apar=((pi/2)+(tet_a*pi/180)+(n.*pi/180)-cosd(l))./(1+sind(l));
xpar=(rad*(sind(n)-(Apar.*cosd(n)));
ypar=(-rad*(Apar.*sind(n)+cosd(n)));
xpari=xpar*-1;
plot (xpar,ypar,'b','LineWidth',2);
hold on;
plot (xpari,ypar,'b','LineWidth',2);
%%%%%%%%%% Linea del truncamiento  %%%%%%%%%%%

```

```

i=-x5-1:.1:x5+1;
plot (i,h5+ymin,'--r','LineWidth',2);
hold on
%% Angulo teta a (tangente) %%%%%%%%%%%
bb=par_max-tet_a;
Apr=((pi/2)+(tet_a*pi/180)+(par_max*pi/180)-cosd(bb))./(1+sind(bb));
xr=-rad*(sind(par_max)-(Apr.*cosd(par_max)));
yr=(-rad*(Apr.*sind(par_max)+cosd(par_max)));

xl=(rad.*(sind(inv_max)-(inv_max*pi/180).*cosd(inv_max)));
yl=(-rad.*((inv_max*pi/180).*sind(inv_max)+cosd(inv_max)));
line([xr xl],[yr yl],[1 1],'Marker','.', 'LineStyle','-',
'LineWidth',2,'color','yellow')
%% Grafica del absorbedor V invertida.
r=rad*0.27;
o=-pi:0.001:pi;
xv=r*cos(o);
yv=r*sin(o);
plot (xv,yv,'black','LineWidth',2);
aa=0.006*tet_a^2-0.0624*tet_a+46.026; %angulo de aleta
xv1=0;
yv1=r;
yv2=0;
xv2=rad*(tand(aa));
hv=sqrt(r^2+xv2^2); %longitud de aleta
line([xv1 xv2],[yv1 yv2],[1 1],'Marker','.', 'LineStyle','-',
'color','black','LineWidth',2)
line([xv1 -xv2],[yv1 yv2],[1 1],'Marker','.', 'LineStyle','-',
'color','black','LineWidth',2)
disp('parametros del absorbedor con V invertida:')
disp('radio longitud de aleta angulo de aleta');
fprintf ('%.2f %.2f %.2f\n\n',r,hv,aa);

%% Datos entrada
abs_a=0.9;
ref_a=0.1;
em_a=0.13;
esp_a=0.001; % (m)
k_a=43; % (w/mK)
tr_c=0.94;
ref_c=0.1;
em_c=0.85;
esp_c=0.01; % (m)
ref_r=0.95;
em_r=0.10;
esp_r=0.005; % (m)
kais=0.026; % (w/mK) conductividad del aislante (poliuretano)
z=0.03; % espesor del aislante
sb=0.0000000566961; % cte stefan boltzman
g=9.81; % cte gravitacional (N/s^2)

%% Datos del weather

% oi=input('Radiacion (w):');

```

```

% tambi=input('T ambiente (c):');
% vvv=input('vel viento (m/s):');
% tii=input('T ent Fluido (C):');
% mmm=input('Flujo (LPM):');
%
% rad_dir=oi;           %(w/m^2K)
% vv=vvv;              %(m/s)
% tamb=tambi+273.15;   %(k)a 25C
% ti=tii+273.15;      %(K)
% lpm=mmm;             %lpm

rad_dir=915;           %(w/m^2K)
vv=1;                  %(m/s)
tamb=21+273.15;       %(k)a 25C
ti=17+273.15;        %(K)
lpm=2;                 %lpm
tet_i=0;               %angulo de incidencia

long=2.3;

%% calculos que se pueden hacer con datos de entrada
ts=tamb-6;             %temperatura del cielo
rem=r*.01;             %radio externo (m)
rim=rem-.001;         %radio interno (m)
dist_g=rem/2;         %distancia del abs a ref en
metros
f_g=1-(dist_g/(2*pi*rem)); %factor de correccion por dist g
nr=1+0.007*conc;      %numero promedio de reflexiones
area_a=(2*pi*rem)*long+(4*hv/100)*long; %area del absorbedor
area_r=(ls*.01)*long; %area del reflector
area_c=(w5*.01)*long; %area de la cubierta
pm=2*pi*rim;          %perimetro mojado (m^2)
area_int=pm*long;     %area del absorbedor interna
dista_c=0.04;
dista_r=0.02;

%% Calculo de propiedades del agua (datos del 'RefProp')

kf=refpropm('L','T',ti,'Q',0,'water'); %0.606 (w/mK)
cp=refpropm('C','T',ti,'Q',0,'water'); %4174 (j/kgK)
mu=refpropm('V','T',ti,'Q',0,'water'); %0.0008806 (Pa*s)
dens=refpropm('D','T',ti,'Q',0,'water'); %992.14 (kg/m^3)
mucin=mu/dens;       %0.000000884 (m^2/s)
flujo=lpm/(60*dens*nocpc); % (m^3/s) en cada tubo (flujo
total/numero de tubos)
va=flujo/(pi*rim^2); %velocidad del agua (m/s)

%% Analisis Optico y termico
S=(rad_dir)*tr_c*abs_a*ref_r^nr;
qsol=S*area_c;
hcd=(z/kais);
hcvc_amb=(5.7+3.8*vv);
rey=(2*rim*va)/mucin;
pr=(cp*mu)/kf;

```

```

Lend=long/(2*rim);

if (rey<=2300)
    hf=3.657*(kf/(2*rim));
else
    hf=0.023*rey^.8*pr^.4*(kf/(2*rim));
end
Ula=1/((rem/(hf*rim))+((rem/k_a)*log(rem/rim)));
%% Proceso Iterativo

tr=tamb;
Ftr=1;
while abs(Ftr)>.1;
    qcd=hcd*area_r*(tr-tamb);

    tc=tamb;
    Ftc=1;
    while abs(Ftc)>.1;
        Fr_c=1;
        hrr_c=((sb*(tc^2+tr^2)*(tc+tr))/(((1-em_r)/em_r)+(1/Fr_c)+(((1-
em_c)/em_c)*(area_r/area_c))));
        qrr_c=hrr_c*area_r*(tr-tc);
        hrc_s=em_c*sb*(tc^2+ts^2)*(tc+ts);
        qrc_s=hrc_s*area_c*(tc-ts);
        qcvc_amb=hvcv_amb*area_c*(tc-tamb);

        taa=tamb;
        tab=700;
        Ftam=1;
        while abs(Ftam)>.1;
            tam=(taa+tab)/2;

            Fa_c=1;
            hra_c=((sb*(taa^2+tc^2)*(taa+tc))/(((1-
em_c)/em_c)+(1/Fa_c)+(((1-em_a)/em_a)*(area_c/area_a))));
            qra_c=hra_c*area_a*(taa-tc);
            Fa_r=1;
            hra_r=((sb*(taa^2+tr^2)*(taa+tr))/(((1-
em_r)/em_r)+(1/Fa_r)+(((1-em_a)/em_a)*(area_r/area_c))));
            qra_r=hra_r*area_a*(taa-tr);

            tcub_abs=(tc+taa)/2;
            Pr_air=0.762085-0.0002*tcub_abs;
            Mu_cin_air=(0.100091*tcub_abs-14.35)*10^-6;
            K_air=(0.007591*tcub_abs+0.372907)*10^-2;
            Ra=g*(1/tcub_abs)*(((taa-
tc)*dista_c^3)/(Mu_cin_air^2))*Pr_air;
            Nu_air=0.54*Ra^(.25);
            hcva_c=Nu_air*K_air/dista_c;
            qcva_c=hcva_c*area_a*(taa-tc);

            tref_abs=(tr+taa)/2;
            Pr_air_r=0.762085-0.0002*tref_abs;
            Mu_cin_air_r=(0.100091*tref_abs-14.35)*10^-6;

```

```

K_air_r=(0.007591*tref_abs+0.372907)*10^-2;
Ra_r=g*(1/tref_abs)*(((taa-
tr)*dista_r^3)/(Mu_cin_air_r^2))*Pr_air_r;
Nu_air_r=0.58*Ra_r^(.2);
hcva_r=Nu_air_r*K_air_r/dista_r;
qcva_r=hcva_r*area_a*(taa-tr);

htota_c=hcva_c+hra_c;
htota_r=hcva_r+hra_r;
htotc_ext=hcvc_amb+hrc_s;

Ul=(1/(1/htota_c)+((1/htota_r)+hrr_c))+1/(htotc_ext+(1/hcd)));
ef=(1/Ul)/((1/Ul)+(1/Ula));
FR=(dens*flujo*cp/(area_a*Ul))*(1-exp(-
Ul*ef*area_a/(dens*flujo*cp)));
Tf=((ti-tamb)-(area_c/area_a)*(S/Ul))*exp(-
pm*ef*Ul*long/(flujo*cp*dens))+((area_c/area_a)*(S/Ul))+tamb;
qua=Ula*area_int*(taa-Tf);
qub=FR*area_c*(S-(Ul*(ti-tamb)));
quc=FR*area_c*(S-((Ul/conc)*(ti-tamb)));
Ta=(area_a*((htota_c*tc)+(htota_r*tr))+qsol-
qua)/(area_a*(htota_c+htota_r));
Qperd=qsol-qua;
Ftaa=(qsol)-qcva_c-qra_c-qcva_r-qra_r-qua;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
hra_c=((sb*(tab^2+tc^2)*(tab+tc))/(((1-
em_c)/em_c)+(1/Fa_c)+(((1-em_a)/em_a)*(area_c/area_a))));
qra_c=hra_c*area_a*(tab-tc);
hra_r=((sb*(tab^2+tr^2)*(tab+tr))/(((1-
em_r)/em_r)+(1/Fa_r)+(((1-em_a)/em_a)*(area_r/area_c))));
qra_r=hra_r*area_a*(tab-tr);

tcub_abs=(tc+tab)/2;
Pr_air = 0.762085-0.0002*tcub_abs;
Mu_cin_air = (0.100091*tcub_abs-14.35)*10^-6;
K_air = (0.007591*tcub_abs+0.372907)*10^-2;
Ra=g*(1/tcub_abs)*(((tab-
tc)*dista_c^3)/(Mu_cin_air^2))*Pr_air;
Nu_air=0.54*Ra^(.25);
hcva_c=Nu_air*K_air/dista_c;
qcva_c=hcva_c*area_a*(tab-tc);

tref_abs=(tr+tab)/2;
Pr_air_r=0.762085-0.0002*tref_abs;
Mu_cin_air_r=(0.100091*tref_abs-14.35)*10^-6;
K_air_r=(0.007591*tref_abs+0.372907)*10^-2;
Ra_r=g*(1/tref_abs)*(((tab-
tr)*dista_r^3)/(Mu_cin_air_r^2))*Pr_air_r;
Nu_air_r=0.58*Ra_r^(.2);
hcva_r=Nu_air_r*K_air_r/dista_r;
qcva_r=hcva_r*area_a*(tab-tr);

htota_c=hcva_c+hra_c;
htota_r=hcva_r+hra_r;

```

```

htotc_ext=hvcv_amb+hrc_s;

Ul=(1/(1/htota_c)+((1/htota_r)+hrr_c))+1/(htotc_ext+(1/hcd)));
ef=(1/Ul)/((1/Ul)+(1/Ula));
FR=(dens*flujo*cp/(area_a*Ul))*(1-exp(-
Ul*ef*area_a/(dens*flujo*cp)));
Tf=((ti-tamb)-(area_c/area_a)*(S/Ul))*exp(-
pm*ef*Ul*long/(flujo*cp*dens))+((area_c/area_a)*(S/Ul))+tamb;
qua=Ula*area_int*(tab-Tf);
qub=FR*area_c*(S-(Ul*(ti-tamb)));
quc=FR*area_c*(S-((Ul/conc)*(ti-tamb)));
Ta=(area_a*((htota_c*tc)+(htota_r*tr))+qsol-
qua)/(area_a*(htota_c+htota_r));
Qperd=qsol-qua;
Ftab=(qsol)-qcva_c-qra_c-qcva_r-qra_r-qua;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
hra_c=((sb*(tam^2+tc^2)*(tam+tc))/(((1-
em_c)/em_c)+(1/Fa_c)+(((1-em_a)/em_a)*(area_c/area_a)))));
qra_c=hra_c*area_a*(tam-tc);
hra_r=((sb*(tam^2+tr^2)*(tam+tr))/(((1-
em_r)/em_r)+(1/Fa_r)+(((1-em_a)/em_a)*(area_r/area_c)))));
qra_r=hra_r*area_a*(tam-tr);

tcub_abs=(tc+tam)/2;
Pr_air = 0.762085-0.0002*tcub_abs;
Mu_cin_air = (0.100091*tcub_abs-14.35)*10^-6;
K_air = (0.007591*tcub_abs+0.372907)*10^-2;
Ra=g*(1/tcub_abs)*(((tam-
tc)*dista_c^3)/(Mu_cin_air^2))*Pr_air;
Nu_air=0.54*Ra^(.25);
hcva_c=Nu_air*K_air/dista_c;
qcva_c=hcva_c*area_a*(tam-tc);

tref_abs=(tr+tam)/2;
Pr_air_r=0.762085-0.0002*tref_abs;
Mu_cin_air_r=(0.100091*tref_abs-14.35)*10^-6;
K_air_r=(0.007591*tref_abs+0.372907)*10^-2;
Ra_r=g*(1/tref_abs)*(((tam-
tr)*dista_r^3)/(Mu_cin_air_r^2))*Pr_air_r;
Nu_air_r=0.58*Ra_r^(.2);
hcva_r=Nu_air_r*K_air_r/dista_r;
qcva_r=hcva_r*area_a*(tam-tr);

Qperdido=qcvc_amb+qrc_s+qcd;
Qutil=qsol-Qperdido;

Tfluido=(Qutil/(flujo*cp*dens))+ti;

htota_c=hcva_c+hra_c;
htota_r=hcva_r+hra_r;
htotc_ext=hvcv_amb+hrc_s;

Ul=(1/(1/htota_c)+((1/htota_r)+hrr_c))+1/(htotc_ext+(1/hcd)));
ef=(1/Ul)/((1/Ul)+(1/Ula));

```

```

FR=(dens*flujo*cp/(area_a*Ul))*(1-exp(-
Ul*ef*area_a/(dens*flujo*cp)));
Tf=((ti-tamb)-(area_c/area_a)*(S/Ul))*exp(-
pm*ef*Ul*long/(flujo*cp*dens))+((area_c/area_a)*(S/Ul))+tamb;
qua=Ula*area_int*(tam-Tf);
qub=FR*area_c*(S-(Ul*(ti-tamb)));
quc=FR*area_c*(S-((Ul/conc)*(ti-tamb)));
Ta=(area_a*(htota_c*tc)+(htota_r*tr))+qsol-
qua)/(area_a*(htota_c+htota_r));
Qperd=qsol-qua;
Ftam=(qsol)-qcva_c-gra_c-qcva_r-gra_r-qua;
tff=(qua/(flujo*cp*dens))+ti;

tm=(ti+Tf)/2;           % temperatura media del fluido
kf=refpropm('L','T',tm,'Q',0,'water');
cp=refpropm('C','T',tm,'Q',0,'water');
mu=refpropm('V','T',tm,'Q',0,'water');
dens=refpropm('D','T',tm,'Q',0,'water');
mucin=mu/dens;
rey=(2*rim*va)/mucin;
pr=(cp*mu)/kf;

if (rey<=2300)
    hf=3.657*(kf/(2*rim));
else
    hf=0.023*rey^.8*pr^.4*(kf/(2*rim));
end
Ula=1/((rem/(hf*rim))+((rem/k_a)*log(rem/rim)));

if (Ftaa*Ftam)<0
    tab=tam;
elseif (Ftab*Ftam)<0
    taa=tam;
end
end

Tc=((area_a*htota_c*tam)+(area_r*hrr_c*tr)+(area_c*hrc_s*ts)+(area_c*hcvc_amb*tamb))/((area_a*htota_c)+(area_r*hrr_c)+(area_c*hrc_s)+(area_c*hcvc_amb));
Ftc=qrr_c+qcva_c+gra_c-qrc_s-qcvc_amb;

tc=Tc;
end

Tr=((area_a*htota_r*tam)+(area_r*((hcd*tamb)+(hrr_c*tc))))/((area_a*htota_r)+(area_r*(hcd+hrr_c)));
Ftr=gra_r+qcva_r-qcd-qrr_c;

tr=Tr;
end

```

```

efic_op=S/rad_dir;
efic_ter=qua/(rad_dir*area_c);
efic_global=qua/qsol;

%disp('condicones de operacion')
fprintf('Flujo (LPM)=%.2f\n',lpm);
fprintf('Radiacion=%.2f\n',rad_dir);
fprintf('Temperatura ambiente=%.2f\n',tamb-273.15);
fprintf('Velocidad del viento=%.2f\n',vv);
fprintf('Temp de ent del fluido=%.2f\n',ti-273.15);

%disp('Temperatura de los componentes (C)');
fprintf('Tc=%.2f\n',tc-273.15);
fprintf('Tr=%.2f\n',tr-273.15);
fprintf('Ta=%.2f\n',tam-273.15);
fprintf('Tf=%.2f\n',tff-273.15);

%disp('Flujos de energia (W)');
fprintf('qsol=%.2f\n',qsol*nocpc);
fprintf('Qu=%.2f\n',qua*nocpc);
fprintf('Qperd=%.2f\n',Qperd*nocpc);

% disp('Coeficientes individuales (w/m^2K)')
% fprintf('conv abs-cub=%.2f\n',hcva_c);
% fprintf('rad abs-cub=%.2f\n',hra_c);
% fprintf('conv abs-ref=%.2f\n',hcva_r);
% fprintf('rad abs-ref=%.2f\n',hra_r);
% fprintf('conv cub-amb=%.2f\n',hcvc_amb);
% fprintf('rad cub-cielo=%.2f\n',hrc_s);
% fprintf('cond ref-amb=%.2f\n',hcd);
fprintf('Coef Global (U1)=%.2f\n',U1);
fprintf('Coef Global fluido(U1a)=%.2f\n\n',U1a);

% disp('COMPARATIVO');
% tfluido=input('Tf experimental:');
% qutil=input('Calor util experimental:');
%
% temperaturas=100*(abs(tfluido-(Tf-273.15))/tfluido);
% calores=100*(abs(qutil-(qua*7))/qutil);
% perdidas=100*(abs(((qsol*7)-qutil)-(Qperd*7))/(qsol-qutil));
%
% fprintf('error en T fluido=%.2f\n',temperaturas);
% fprintf('error en calor util=%.2f\n',calores);
% fprintf('error en calor perdido=%.2f\n',perdidas);

disp ('Rnew');
disp ('Conc');
disp ('Radio');
disp ('Tet_a');
disp ('longitud ref');
disp ('long ref tr');

```

```

disp ('area_a');
disp ('area_r');
disp ('area_c');
disp ('hcva_c');
disp ('hcva_r');
disp ('hra_c');
disp ('hra_r');
disp ('hrr_c');
disp ('hrc_s');
disp ('hvc_amb');
disp ('hcd');
disp ('tam');
disp ('tr');
disp ('tc');
disp ('Tf');
disp ('Ul');
disp ('Ula');
disp ('Qsol');
disp ('Qu');
disp ('Qperd');
disp ('Efic_op');
disp ('Efic_ter');
disp ('Efic_global');
fprintf('Longitud=%.2f\n',long);

```

```

fprintf('%.2f\n',r);
fprintf('%.2f\n',conc);
fprintf('%.2f\n',rad);
fprintf('%.2f\n',tet_a);
fprintf('%.2f\n',ltot);
fprintf('%.2f\n',ls);
fprintf('%.2f\n',area_a*nocpc);
fprintf('%.2f\n',area_r*nocpc);
fprintf('%.2f\n',area_c*nocpc);
fprintf('%.2f\n',hcva_c);
fprintf('%.2f\n',hcva_r);
fprintf('%.2f\n',hra_c);
fprintf('%.2f\n',hra_r);
fprintf('%.2f\n',hrr_c);
fprintf('%.2f\n',hrc_s);
fprintf('%.2f\n',hvc_amb);
fprintf('%.2f\n',hcd);
fprintf('%.2f\n',tam-273.15);
fprintf('%.2f\n',tr-273.15);
fprintf('%.2f\n',tc-273.15);
fprintf('%.2f\n',tff-273.15);
fprintf('%.2f\n',Ul);
fprintf('%.2f\n',Ula);
fprintf('%.2f\n',qsol*nocpc);
fprintf('%.2f\n',qua*nocpc);
fprintf('%.2f\n',Qperd*nocpc);
fprintf('%.3f\n',efic_op);
fprintf('%.3f\n',efic_ter);
fprintf('%.3f\n',efic_global);

```

Filename: 12. Apéndice.docx
Directory: D:\Daniel\corregidos y listos
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application
Data\Microsoft\Plantillas\Normal.dotm
Title:
Subject:
Author: user
Keywords:
Comments:
Creation Date: 5/18/2009 6:26:00 PM
Change Number: 7
Last Saved On: 1/13/2010 1:11:00 PM
Last Saved By: eXPerience
Total Editing Time: 7 Minutes
Last Printed On: 1/14/2010 3:18:00 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 10
Number of Words: 865
Number of Characters: 13,646