



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

“ZARAGOZA”

INGENIERIA QUIMICA

“MODELADO TERMICO DE UN COLECTOR DE ENERGIA SOLAR, UTILIZANDO MATLAB”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO QUIMICO

PRESENTA:

JOSE OSWALDO BASTIDA YAÑEZ

DIRECTOR DE TESIS:

DR. ALEJANDRO ROGEL RAMÍREZ

MÉXICO D.F., 2011





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: I.Q. Eduardo Vázquez Zamora

Secretario: M. en I. Rafael Sánchez Dirzo

Vocal: DR. Alejandro Rogel Ramírez

1er. Suplente: M. en M. Genaro Altamirano García

2do. Suplente: I.Q. Dominga Ortiz Bautista

Lugar donde se realizó la tesis:

Facultad de Estudios Superiores Zaragoza, UNAM.

TUTOR DE TESIS:

DR. Alejandro Rogel Ramírez

FIRMA



AGRADECIMIENTOS:

A DIOS

Gracias por la vida

Gracias, por dotarme de todas mis capacidades y habilidades que gracias a ellas SOY LO QUE SOY, las cuales formaron parte fundamental para lograr mis objetivos y metas que me he planteado en el transcurso de mi EXISTENCIA, y que hoy veo por fin culminadas solo aquellas en el aspecto académico, es por ello que me exhortó a mi mismo a seguir trabajando para alcanzar las metas existentes y venideras, si DIOS me concede VIDA.

Gracias, por ubicarme con una FAMILIA que siempre se preocupa por mi y que siempre está pendiente de lo que hago, la cual ha sido, es y será el motor que me impulsa para seguir a delante, con ella he reído y también he llorado en cada momento de mi vida, en donde esos momentos felices inclinan mi BALANZA para decirte gracias por darme la vida.

Gracias, por todos esos MOMENTOS difíciles, dado que estos han forjado mi CARÁCTER que hoy en día, es mi escudo para afrontar los obstáculos que se me pudieran presentar ahora en adelante durante el resto de mi vida.

AL DR. ALEJANDRO ROGEL RAMIREZ

Le doy las más sinceras gracias por brindarme su APOYO y sobre todo su CONFIANZA, por darme la OPORTUNIDAD de ser parte de este proyecto, por su gran CONOCIMIENTO y EXPERIENCIA que fueron partes fundamentales para la elaboración de esta TESIS, anteponiendo todo lo necesario para la realización de la misma y aun mas importante formar parte de mi experiencia a nivel PROFESIONAL.

A MIS PADRES

En especial a mi MAMÁ; Matilde Yañez Molinero, por su gran apoyo INCONDICIONAL que me ha otorgado desde mi CONCEPCIÓN hasta este momento importante de mi vida, por el AMOR y la COMPRENSIÓN que ha tenido hacia mí y por todo lo que una verdadera madre hace por su HIJO. Quien me ha llenado de FORTALEZAS para afrontar la vida, quien me ha enseñado a levantarme cada vez que tropiezo, quien me ha enseñado el VALOR de la vida misma, quien me ha enseñado la DIFERENCIA de lo BUENO y lo MALO e infinidad de ENSEÑANZAS mas.... De antemano yo te digo; ¡Mamá gracias por ser mi mamá!...

A mi PADRE; †Osbaldo Bastida Gallegos, quien en esta vida no está CONMIGO le mando las más sinceras gracias por haberme regalado todos aquéllos momentos de FELICIDAD, de enseñanza, de fortaleza y por



qué no de *TRISTEZA*, ya que tú me enseñaste que la vida no es solo felicidad y que para *ALCANZAR* esta, comprendí que se necesita entregar primero alma, vida, y *CORAZÓN*. Ya que a veces se requiere de momentos *OSCUROS* para darnos cuenta de lo verdaderamente *IMPORTANTE* que tenemos en la vida. De mi parte te *DEDICO* la presente esperando que estés tú *ORGULLOSO* de mí donde quiera que te encuentres. ¡Te quiero Papá!...

A MIS HERMANOS

A mis *HERMANOS*; Julio Cesar Batida Yañez y Alin Elizabeth Bastida Yañez, les doy las gracias por regalarme momentos de *DIVERSIÓN*, felicidad, enojo, *PELEAS* y discusión; ya que ustedes forman parte de mi *FAMILIA* y dado que soy el hermano *MAYOR*; de mi parte los guiare y apoyare en todos los *ASPECTOS* posibles por que más que su hermano soy su *AMIGO*.

A MI NOVIA

A mi novia; Mónica Yessica Romero Figueroa, con quien *YO* comparto la misma profesión le doy las gracias *POR* haber llegado a mi vida y generar inmediatamente a *MÍ* alrededor un ambiente de felicidad, confianza y respeto. Que con el tiempo me he dado cuenta que no he conocido y ni creo conocer un ser tan maravilloso y divino como ella; que me ha enseñado el verdadero significado de lo que es el amor. Quien saca *SIEMPRE* lo mejor de mí a un en los peores momentos, quien siempre me ha brindado su apoyo incondicional en todo lo que hago y; quien muy pronto será mi *ESPOSA*. *TU* mi *AMADA MÍA* quiero que sepas que eres *Y* por siempre serás el amor de mi vida y de mi cuenta corre que siempre estemos *JUNTOS* tanto en lo venidero como en lo adverso. A ti grandioso ser humano te tengo solo dos palabras ¡TE AMO!...

AGRADECIMIENTOS GENERALES

A todas aquellas *PERSONAS, PROFESORES, AMIGOS Y FAMILIARES* que de algún modo han *PARTICIPADO* en mi vida dejando sus *ENSEÑANZAS*, experiencias y vivencias, solo me queda decirles; muchas *GRACIAS*.



Contenido

Resumen 1

Introducción 2

CAPÍTULO 1

1. Marco teórico.- Colector solar y principios de energía solar 4

1.1. Radiación solar 4

1.1.1. El Sol 4

1.1.2. Efecto atmosférico sobre la radiación solar 5

1.1.2.1. Efecto de los componentes atmosféricos en la radiación en superficie 5

1.1.2.2. Masa de aire 7

1.1.3. Medida de la radiación solar 9

1.1.3.1. Instrumentos para la medida de la irradiancia 9

1.1.3.2. Instrumentos para la medida de las horas de radiación directa 10

1.1.4. Posición del sol 11

1.1.4.1. Geometría del movimiento del Sol 11

1.1.4.2. Calculo de las coordenadas horarias 13

1.1.4.3. Calculo de coordenadas Horizontales 15

1.1.5. Irradiación extraterrestre horizontal 16

1.1.6. Irradiancia en un colector 17

1.1.6.1. Angulo de incidencia 17

1.1.6.2. Irradiancia en el plano inclinado 18

1.1.7. Irradiación en un colector 19

1.1.7.1. Irradiación mensual en planos inclinados 20

1.1.7.2. Orientación e inclinación optima de los colectores 21

1.2. Valoración de la radiación en México 22

1.2.1. México, país con un gran potencial en captación Solar 22

1.2.2. Solarimetría en México 24

1.2.3. Mapas de isohelias 26



1.3.	Colector solar.....	32
1.3.1.	Principios de Funcionamiento.....	32
1.3.2.	Conversión en energía solar térmica.....	33
1.4.	Tipos de colectores solares.....	33

CAPÍTULO 2

2.	Metodología de análisis.....	37
2.1.	Descripción del sistema.....	37
2.2.	Metodología del análisis técnico.....	40
2.2.1.	Transferencia de calor por conducción.....	40
2.2.2.	Transferencia de calor por convección.....	41
2.2.3.	Transferencia de calor por radiación.....	43
2.2.4.	Efecto invernadero.....	45
2.2.5.	Superficies selectivas.....	46
2.2.6.	Transmisividad de la cubierta.....	50
2.2.7.	Efecto termosifón.....	54
2.3.	Modelo matemático.....	56
2.3.1.	Método de cálculo de las Resistencias térmicas “R” y Flujos de calor “q”.....	57
2.3.2.	Método de cálculo de las Temperaturas futuras “T”.....	70
2.3.3.	Método de cálculo de la eficiencia instantánea y global “ η ”.....	73

CAPÍTULO 3

3.	Diseño del sistema.....	75
3.1.	Aspectos preliminares.....	75
3.1.1.	Estructura de soporte del sistema.....	76
3.1.2.	El aislamiento.....	76
3.1.3.	Termotanque.....	77
3.2.	Criterios dediseño.....	77
3.2.1.	Primera directriz: Captar el máximo de energía solar que podamos usar y convertirla en energía útil.....	78
3.2.2.	Segunda directriz: Consumir preferentemente la energía solar captada y acumulada.....	78
3.2.3.	Tercera directriz: Evitar pérdidas innecesarias de la energía solar captada.....	79



“MODELADO TERMICO DE UN COLECTOR DE ENERGIA SOLAR UTILIZANDO
MATLAB”
CONTENIDO



3.2.4.	Cuarta directriz: Realizar un diseño del sistema lo mas fiable posible.	79
3.3.	Configuración dimensional del sistema	81
3.3.1.	Dimensionamiento del Termotanque	81
3.3.2.	Dimensionamiento del captador.....	84
3.3.3.	Dimensionamiento del soporte.....	87

CAPÍTULO 4

4.	Simulación del sistema	88
4.1.	Diagrama de flujo	88
4.2.	Código de simulación.....	90
4.3.	Datos y resultados de casos simulados en MATLAB.....	106
4.4.	Discusión de resultados	112

Conclusiones y recomendaciones.....	114
-------------------------------------	-----

ANEXOS

Anexo A.....	116
Anexo B.....	118
Anexo C.....	119
Anexo D.....	120
Anexo E	125
Bibliografía.....	127



Relación de Figuras

FIGURA 1. 1.- Atenuación de la radiación por la atmosfera	6
FIGURA 1. 2.- Definición del concepto masa de aire	8
FIGURA 1. 3.- Distribución espectral de la radiación solar	8
FIGURA 1. 4.- Radiación solar exterior a la atmosfera y en superficie según región del espectro	8
FIGURA 1. 5.- Piranómetro de termopila	10
FIGURA 1. 6.- Piranómetro de célula fotovoltaica	10
FIGURA 1. 7.- Movimiento de rotación de la Tierra alrededor del Sol.....	11
FIGURA 1. 8.- Trayectoria solar sobre el plano del observador	12
FIGURA 1. 9.- Coordenadas celestes horarias	12
FIGURA 1. 10.- Coordenadas celestes horizontales.....	13
FIGURA 1. 11.- Meridianos de referencia.....	14
FIGURA 1. 12.- Ecuación del tiempo	15
FIGURA 1. 13.-Definición del ángulo de incidencia sobre un plano inclinado y orientado.....	18
FIGURA 1. 14.- Irradiación diaria en Barcelona en función de la inclinación del plano de captación	22
FIGURA 1. 15.- Superficie instalada de calentadores solares por aplicaciones en 2008.....	23
FIGURA 1. 16.- Irradiación global diaria promedio mensual (Enero)	26
FIGURA 1. 17.- Irradiación global diaria promedio mensual (Febrero).....	27
FIGURA 1. 18.- Irradiación global diaria promedio mensual (Marzo)	27
FIGURA 1. 19.- Irradiación global diaria promedio mensual (Abril).....	28
FIGURA 1. 20.- Irradiación global diaria promedio mensual (Mayo)	28
FIGURA 1. 21.- Irradiación global diaria promedio mensual (Junio).....	29
FIGURA 1. 22.- Irradiación global diaria promedio mensual (Julio)	29
FIGURA 1. 23.- Irradiación global diaria promedio mensual (Agosto)	30
FIGURA 1. 24.- Irradiación global diaria promedio mensual (Septiembre).....	30
FIGURA 1. 25.- Irradiación global diaria promedio mensual (Octubre)	31
FIGURA 1. 26.- Irradiación global diaria promedio mensual (Noviembre).....	31
FIGURA 1. 27.- Irradiación global diaria promedio mensual (Diciembre)	32
FIGURA 1. 28.- Colector solar de Placa Plana	34
FIGURA 1. 29.- Colector de aire (sección transversal)	34
FIGURA 1. 30.-Esquema de un colector de tubos avacío	35
FIGURA 1. 31.- Colector de tubos de calor	35
FIGURA 1. 32.- Colector esférico.....	36
FIGURA 1. 33.-Colector solar parabólico.....	36
FIGURA 2. 1.- Sistema de colección solar de tubos a vacío	37
FIGURA 2. 2.- Configuración esquemática del sistema (colector solar)	38
FIGURA 2. 3.- Configuración básica del Termostanque.....	38
FIGURA 2. 4.- Configuración de una unidad de captación solar (captador solar).....	39
FIGURA 2. 5.- Modelo estructural de soporte del sistema de captación solar (opcional)	39
FIGURA 2. 6.- Espectro de radiación electromagnética	43
FIGURA 2. 7.- Espectros de emisión de un cuerpo negro a diferentes temperaturas	44



“MODELADO TERMICO DE UN COLECTOR DE ENERGIA SOLAR UTILIZANDO
MATLAB”
CONTENIDO



FIGURA 2. 8.- Espectro de emisión normalizado para el sol y un cuerpo negro a 393 K y Transmisividad espectral del vidrio.....	46
FIGURA 2. 9.- Comparación entre el espectro solar en superficie y el espectro de emisión de un cuerpo negro a una temperatura de 530°C	47
FIGURA 2. 10.- Superficie selectiva con un salto en Reflectividad en las 3µm.....	48
FIGURA 2. 11.- Configuraciones selectivas. Espejo caliente y espejo oscuro	48
FIGURA 2. 12.- Transmisión y absorción en la sección longitudinal de un colector con una cubierta	52
FIGURA 2. 13.- Dependencia angular del cociente $\tau\alpha/(\tau\alpha)_n$ (Longitudinal), para un absorbente para diferentes cubiertas de vidrio. Las otras junto a las curvas indican el número de cubiertas.	53
FIGURA 2. 14.- Dependencia angular del cociente $\tau\alpha/(\tau\alpha)_n$ (Transversal), para el caso específico de cilindros concéntricos, cubierta-tubo.	53
FIGURA 2. 15.- Circulación del agua en un calentador solar por Efecto termosifón	55
FIGURA 2. 16.- Vectores de flujo en el sistema	56
FIGURA 2. 17.- Circuito de resistencias térmicas del captador	57
FIGURA 2. 18.- Circuito de resistencias térmicas del Termotanque (flujo radial)	64
FIGURA 2. 19.- Circuito de resistencias térmicas en tapas (flujo axial).....	67
FIGURA 3. 1.- Instalación típica del sistema para una casa-habitación.	80
FIGURA 3. 2.- Configuración dimensional del Termotanque (sin tapas).....	82
FIGURA 3. 3.- Configuración dimensional en tapas.....	83
FIGURA 3. 4.- Configuración dimensional del captador solar.....	86
FIGURA 4. 1.- Detalles de construcción del prototipo a escala del sistema, desarrollado por alumnos de Servicio Social de la FES “Zaragoza”	88
FIGURA 4. 2.- Diagrama de Flujo (Simulación).	89
FIGURA 4. 3.- Grafica comparativa del comportamiento térmico en el interior del Termotanque, para el periodo de estudio; 31 de agosto al 3 de septiembre de 2010.	108
FIGURA 4. 4.- Grafica comparativa del comportamiento térmico en el interior del Termotanque, para el periodo de estudio; 6-septiembre al 10-septiembre de 2010.	109
FIGURA 4. 5.- Grafica comparativa del comportamiento térmico en el interior del Termotanque, para el periodo de estudio; 13-septiembre al 17-septiembre de 2010.	109
FIGURA 4. 6.- Graficas resueltas por el programa TSSYSS (modelado térmico del sistema), referenciado al día 1 de Septiembre de 2010.	110
FIGURA 4. 7.- Graficas resueltas por el programa TSSYSS (modelado térmico del sistema), referenciado al día 8 de Septiembre de 2010.	111
FIGURA 4. 8.- Graficas resueltas por el programa TSSYSS (modelado térmico del sistema), referenciado al día 15 de Septiembre de 2010.	112



Relación de Tablas

TABLA 1. 1.- Albedo de diferentes superficies	6
TABLA 1. 2.- Irradiancia Total y difusa en diferentes condiciones	7
TABLA 1. 3.- Evolución anual de la energía solar térmica.....	23
TABLA 1. 4.- Localidades con información meteorológica para las que se estimó la radiación Solar.....	25
TABLA 2. 1.- Conductividades térmicas ($Wm^{-1}K^{-1}$).....	40
TABLA 2. 2.- Superficies selectivas y sus características	49
TABLA 2. 3.- Transmisividad de materiales empleados en las cubiertas	51
TABLA 2. 4.- Propiedades térmicas y ópticas de diferentes cubiertas	52
TABLA 3. 1.- Criterio habitabilidad de una vivienda según el número de dormitorios.	82
TABLA 3. 2.- Criterios de diseño referenciados al dimensionamiento del Termotanque.....	83
TABLA 3. 3.- Factores de corrección debido a las pérdidas en la instalación.	84
TABLA 3. 4.-Criterios de diseño referenciados al dimensionamiento del captador.	87
TABLA 4. 1.- Días tipo seleccionados, dado a las fechas de estudio en los que se obtuvieron los datos experimentales.	106
TABLA 4. 2.- Datos de entrada, referenciados al sitio de estudio.....	106
TABLA 4. 3.- Datos de diseño del sistema utilizado para el procedimiento experimental.....	106
TABLA 4. 4.- Datos meteorológicos referenciados al sitio de estudio	107



Resumen

El presente trabajo es una contribución para generar la existencia de tecnología aplicada en el país, referente al tema; Energías Renovables (ER), específicamente en el campo de la ingeniería con respecto al aprovechamiento de la Energía Solar. Desarrollando un programa de simulación de un colector solar termosifónico cuya plataforma es un método numérico basado en diferencias finitas, el cual está inscrito bajo el código de MATLAB®; partiendo del diseño y configuración de este sistema. Este programa permite tener una flexibilidad amplia referente a los materiales y dimensiones que conformaran al sistema con el objetivo de desarrollar su optimización. La función principal de este programa de simulación es predecir el comportamiento térmico que tendrá el sistema de captación solar dado un día y a un sitio de estudio. Con respecto al modelo de simulación se ha comprobado experimentalmente que este ha sido capaz de obtener resultados confiables a la hora de predecir el comportamiento del sistema referenciado a un día del año y a un sitio del territorio mexicano, cumpliendo así con los objetivos establecidos por la presente.

Este trabajo está conformado por cuatro capítulos; en el primer capítulo se recopila la información teórica básica para el desarrollo de la metodología aplicada; fundamentos de la Energía Solar, definiciones, geometría del movimiento solar, medición empírica de la radiación solar (pronóstico), valoración de la radiación solar en México, definición y tipos de colectores solares.

En el segundo capítulo, se detalla la metodología de análisis, entre su contenido esta la descripción del sistema, metodología de análisis técnico (Aspectos teóricos que describen el comportamiento térmico del sistema básicamente lo que son los medios de transferencia de calor ya sean por conducción, convección y radiación) y el modelo matemático implementado.

En el tercer capítulo, se redacta el dimensionamiento del sistema partiendo de criterios de diseño adquiridos por experiencia en este tipo de sistemas aplicando criterios propios y de otros autores haciéndoles referencia en el presente documento. Para así conformar un diseño adecuado con un enfoque de optimización desde el punto de vista operacional.

Para el cuarto y último capítulo se muestran los resultados arrojados por la simulación del modelo numérico, utilizando la herramienta computacional "MATLAB" describiendo el código implementado y su respectivo diagrama de flujo. La validación del modelo es a nivel experimental en donde se contrastan los resultados simulados y experimentales obtenidos por un prototipo del sistema expuesto, realizando así la discusión de resultados.

Finalmente se describen las conclusiones y recomendaciones pertinentes para la implantación del diseño y uso del modelo numérico propuesto por la presente.



Introducción

Las consecuencias del modelo socioeconómico basado en el consumo de combustibles fósiles han alcanzado tal dramatismo durante los últimos años que ya nadie niega que el actual modelo energético esté en crisis y por lo tanto en vías de transformación. Es urgente redirigir el actual sistema centralizado y basado en los recursos fósiles a un sistema básicamente distribuido y sostenido en las renovables.

Las fuentes renovables de energía son aquellas que se van renovando o rehaciendo con el tiempo de forma continua y son tan abundantes en la tierra, que perduraran por miles de años, las usemos o no. Las fuentes de energía renovable son: solar, eólica, geotérmica, biomasa, hidráulica y oceánica. Entre estas energías que configuran el nuevo orden energético destaca la solar. Gracias a que en los desarrollos vividos en las últimas décadas referentes a las diferentes aplicaciones de la energía solar, hoy en día se puede afirmar que en esta primera década del siglo XXI algunas de las tecnologías del ámbito solar han alcanzado ya la madurez pero aun así falta todavía un importante esfuerzo en otras aplicaciones.

Referente a la situación actual de nuestro país y entrando en materia al tema; actualmente México produce el 91% de su energía utilizando combustibles fósiles, como el carbón, el gas y el petróleo esta dependencia hacia los fósiles está provocando un deterioro en la calidad del aire, contaminación de ríos, mares y suelos Nacionales, además que son estos los responsables del cambio climático global.

México cuenta con un potencial enorme para provechar las energías renovables. Si se apoya su desarrollo, esto atenuará los impactos ambientales ocasionados por la producción, distribución, y uso final de las formas de energía convencionales.

La necesidad, cada día es más apremiante, de aprovechar las fuentes renovables de energía en sustitución de combustibles fósiles, impulsa a revisar y optimizar el diseño de los sistemas actualmente utilizados específicamente haciendo referencia al tema que se hablara en la presente Tesis la cual va enfocada al pre-diseño, modelación y simulación de un sistema de colección de energía solar térmica (colector solar) para la obtención de Agua Caliente Sanitaria.

Es preciso saber que la factibilidad técnica y económica de un sistema solar tanto para uso doméstico e industrial depende fuertemente de la eficiencia térmica esperada del sistema de colección solar, y por lo general se evalúa sobre periodos de tiempo durante su vida útil. Por lo tanto, cualquier reducción de la eficiencia térmica en los colectores solares no prevista en el diseño inicial, introduce una incertidumbre de magnitud desconocida en las proyecciones financieras para cualquier proyecto de esta índole. Dado que la presente no posee como alcance la realización de una evaluación económica o financiera para este sistema, lo anterior solo fue mencionado como un punto importante de referencia, pero sin embargo esto no quiere decir que dicho punto no sea considerado para el presente trabajo.



Objetivo

El objetivo del presente trabajo tiene doble finalidad. Por una parte, el desarrollo de nuevas tecnologías aplicadas en la simulación de procesos de colección solar, utilizando técnicas numéricas en transferencia de calor y dinámica de fluidos sin dejar a un lado obviamente la Ingeniería solar. Por otra parte, el pre-diseño, modelación y simulación de un colector solar Termosifónico¹ para la obtención de agua caliente sanitaria de uso domestico. Este proyecto se realiza en el marco de la investigación “Simulación numérica y validación experimental de fenómenos de transferencia de calor.

Hipótesis Central

Se puede simular el comportamiento térmico que tendrá un sistema de colección solar Termosifónico a lo largo de un día de estudio, para cualquier día del año y dado un sitio del Territorio Mexicano, sin tener la necesidad de construir este sistema. Con la opción de poder manipular sus dimensiones y materiales de construcción motivo por el cual se pueda desarrollar la optimización, utilizando únicamente MATLAB®.

Colectores solares

Los colectores solares se utilizan comúnmente para aplicaciones que requieren temperaturas inferiores a 70 °C. (Al cual se enfoca el presente trabajo). Para alcanzar temperaturas más altas, se requiere la utilización de colectores solares con concentración, los cuales se hablará más adelante).

Principio de operación

Para la conversión de radiación solar en energía térmica se utilizan sistemas denominados colectores solares (captadores, según la Real Academia de la Lengua Española sin embargo en el presente trabajo no se hace referencia a las dos palabras con el mismo significado, dado que captador será referenciado a una unidad de captación solar perteneciente a un sistema de conjunto al cual llamaremos colector solar), en los cuales la radiación electromagnética incide sobre una superficie sólida y, mediante el efecto foto térmico, se transforma en energía interna en el sólido, aumentando su temperatura. Una vez captada la radiación, se requiere transferir el calor generado hacia un fluido de trabajo que se encargará de llevar la energía hasta otro dispositivo en el cual se le dará el uso deseado. Sin embargo, el aumento en la temperatura del solido origina, simultáneamente, que una parte de la energía captada se transferirá hacia el medio ambiente que rodea al colector por medio de convección y radiación. Estos flujos de energía son pérdidas, que disminuyen la cantidad de energía útil entregada por el colector a través del fluido de trabajo.

¹ Acción que hace referencia al efecto termosifón.



1. Marco teórico.- Colector solar y principios de energía solar

1.1. Radiación solar

1.1.1. El Sol

El sol, como el máximo proveedor de energía en el planeta, es capaz de generar en su interior una gran cantidad de energía la cual es el resultado de un proceso de fusión nuclear. Esto prácticamente se debe a que el sol es una estrella con una masa 334,000 veces mayor que la tierra, que está formada principalmente de hidrogeno (80%) y helio (18%). Su masa es alrededor de 20,000 trillones de kilogramos ($1.987 \times 10^{30} Kg$). Debido a esta enorme masa, la atracción gravitacional al interior del sol permite alcanzar en su centro presiones de más de 0.1 billones de atmósferas y temperaturas superiores a los diez millones de grados centígrados. En estas condiciones es posible tener reacciones termonucleares. La reacción principal que ocurre es la fusión de una pareja de núcleos atómicos de hidrogeno para formar un núcleo atómico de helio, lo cual libera una gran cantidad de energía en forma de radiación.

De toda la energía que se genera en este proceso, nuestro planeta recibe menos de una millonésima parte. La cual resulta en proporción con el tamaño de la tierra, una cantidad enorme. Para poder cuantificar qué parte de toda la radiación solar llega a la tierra, se habla del valor instantáneo que tiene esta radiación o de la energía que llega en un cierto periodo de tiempo. El valor instantáneo es la energía que llega por cada unidad de tiempo y por cada unidad de área, se conoce como Irradiancia y comúnmente se representa con el símbolo [I_s]. Las unidades de Irradiancia son Watt sobre metro cuadrado [W/m^2].

Si bien toda la energía del sol (63.5 millones de W/m^2) no es recibida directamente por la tierra; ya que gran parte de ella se refleja y se distribuye por el espacio, donde el valor medio de esta, en el exterior de la atmosfera (a 149.6 Km de distancia), al cual se le conoce como la constante solar tiene un valor de:

$$S_s = 1,353 W/m^2$$

Este valor se estableció a partir de 1980 haciendo mediciones continuas. Hasta la actualidad, el valor de la constante solar, no ha variado a partir de ese momento por más de 1% a pesar de que ya se cuentan con instrumentos más exactos, para cuantificarla.

Para la medición de la constante solar se ha dividido el espectro de radiación electromagnética de origen solar en tres principales regiones espectrales: Infrarrojo Cercano (IRC), Visible y Ultra Violeta (UV). Las dos primeras regiones corresponden a radiación de longitud de onda mayor a 400 nm.

La radiación solar que llega a la superficie terrestre se puede transformar en electricidad o calor. Puede ser utilizada directamente como calor o para producir vapor (solar térmica) y para generar electricidad (solar eléctrica).

De esta forma, en un año, la tierra recibe del sol la energía que podría producir 60 millones de toneladas de petróleo. De acuerdo con la Asociación Nacional de Energía Solar AC, si se lograra convertir el 1% de esta energía en electricidad se podría producir lo equivalente a la electricidad utilizada en todo México en 1996.



1.1.2. Efecto atmosférico sobre la radiación solar

La distribución temporal de la energía solar que alcanza la superficie es muy irregular. No solamente varía la **insolación máxima** (horas en las que el Sol está por encima del Horizonte del lugar) si no que la radiación solar es más o menos atenuada según la composición instantánea de la atmosfera que atraviesa. En término medio solo el 47% de la radiación incidente sobre la atmosfera terrestre alcanza la superficie del planeta. El 31% lo hace directamente y el otro 16% después de ser dispersada por polvo en suspensión, vapor de agua y moléculas de aire. La energía restante, un 53%, es reflejada hacia el espacio exterior o absorbida en la atmosfera.

1.1.2.1. Efecto de los componentes atmosféricos en la radiación en superficie

La atmósfera terrestre está constituida por gases, nubes y partículas sólidas en suspensión. Los diversos constituyentes de la atmósfera provoca que la atenuación de la radiación. A medida que la radiación solar atraviesa la masa de aire sufre procesos de absorción, reflexión y refracción; un ejemplo de absorción es cuando los rayos X y otras radiaciones de onda corta del espectro solar son absorbidos en la ionósfera por moléculas N_2 y O_2 ; la mayor parte de la radiación ultravioleta sufre el efecto del O_3 y para longitudes de onda superiores a $2.5 \mu m$ se produce una fuerte absorción por el CO_2 y el H_2O^2 .

La Irradiancia se atenúa disminuyendo su valor respecto al dado en la cima de la atmosfera. En las condiciones más óptimas en cuanto a la transmisión atmosférica la atenuación de la radiación hasta la superficie es de un 25%. Por ello una Irradiancia de $1,000 Wm^{-2}$ se utiliza como valor estándar de referencia en la ingeniería relacionada con la energía solar. A consecuencia de la interacción de la radiación solar con la atmosfera la energía que llega a la superficie terrestre tiene diferentes tipos de energía radiante, nombradas como; **radiación directa**.—Es aquella que procede del sol e incide sobre la superficie sin cambiar de dirección durante su trayecto, excepto la debida a la refracción atmosférica y **radiación difusa**.—Es la parte restante de la radiación solar que por choques sucesivos con moléculas y partículas contenidas en el aire, se ha difundido al atravesar la atmosfera. Es una radiación que procede de toda la bóveda de cielo o celeste visible desde la superficie, no es direccional y puede considerarse que su distribución es casi uniforme para todo el hemisferio celeste (**FIGURA 1. 1**). A las componentes directa y difusa hay que añadir que un captador inclinado también puede recibir radiación previamente reflejada en el suelo. El conjunto de radiaciones que alcanza la superficie es la radiación global (Directa más Difusa). El tanto por ciento de la energía solar que se refleja en la superficie respecto al total incidente, Llamado Reflectividad, depende de la longitud de onda de la radiación y de la naturaleza de la superficie. Las diferentes reflectividades en función de la longitud de onda dan lugar a la signatura espectral de una superficie. La Reflectividad global considerando todo el espectro de radiación solar se conoce como albedo de la superficie (**TABLA 1. 1**). Por lo tanto la radiación total incidente en un colector inclinado es proveniente de la Directa, de la Difusa y el albedo.

² El efecto atmosférico sobre la radiación se encuentra perfectamente expuesto en Liu (2002).

CAPITULO 1.-MARCO TEÓRICO

FIGURA 1. 1.- Atenuación de la radiación por la atmosfera (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

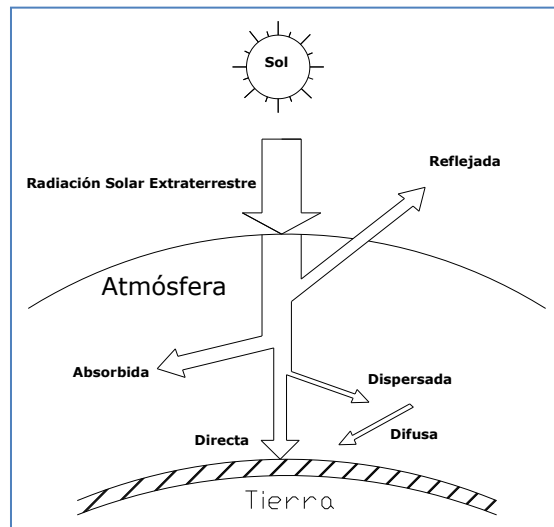


TABLA 1. 1.- Albedo de diferentes superficies (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

Nieve Virgen	0.95
Nieve nueva	0.81
Nieve de algunos días	0.70
Agua (angulos de incidencia grandes)	0.07
Agua encalmada	0.05 en invierno 0.18 en verano
Suelo cultivable desnudo	0.10-0.15
Suelos (arcillas)	0.14
Bosque verde	0.12
Bosque de coníferas	0.07
Hojas muertas	0.30
Hierba seca	0.20
Hierba Verde	0.26
Gravas	0.13
Arena clara	0.25-0.40
Paredes oscuras (ladrillo rojo)	0.27
Paredes claras	0.60
Pavimento de cemento	0.28
Pavimento de granito	0.19
Pavimento de piedra	0.10
Pavimento de piedra	0.10



El porcentaje en la radiación global de una u otra componente depende de las condiciones meteorológicas. Cuanto más nublado es el día más importante es la radiación difusa y por el contrario en días despejados la componente directa representa el porcentaje mayoritario.

TABLA 1. 2.- Irradiancia Total y difusa en diferentes condiciones (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

Condiciones climatológicas	Irradiancia (Wm^{-2})	Componente difusa (%)
Cielo claro	750-1,000	10-20
Parcialmente nublado	200-500	20-90
Completamente cubierto	50-150	90-100

Un parámetro importante relacionado con la componente directa y difusa de la radiación es el **índice de claridad** (K_T) que se define como el porcentaje de Irradiancia global en superficie respecto a la Irradiancia que alcanza la cima de la atmosfera en el plano horizontal. El índice de claridad tanto diario como mensual ha resultado de gran utilidad en ingeniería solar. Basándose en él se ha desarrollado diversidad de aplicaciones, desde algoritmos de cálculo de la energía incidente en una superficie inclinada hasta estudios de **utilizabilidad**³ en los que se requiere un valor umbral de energía para el funcionamiento adecuado del sistema (Duffie y Beckman, 1991). Las funciones de densidad de probabilidad de los índices de claridad han demostrado ser universales. Los valores diarios están relacionados con el valor medio y la altura solar máxima mensual (Ibáñez et al., 2003).

1.1.2.2. Masa de aire

Un concepto que caracteriza el efecto de una atmosfera clara sobre la radiación es la *masa de aire*, relacionado con la longitud de la trayectoria recorrida por la radiación directa hasta alcanzar la superficie. En un día claro al nivel del mar y con el Sol situado en el cenit se tiene una masa de aire de **1**, abreviadamente AM1. En otros instantes, la masa de aire es $1/\cos(\theta_z)$, siendo θ_z el ángulo que forma la radiación directa del Sol con la vertical del lugar (FIGURA 1. 2). Si la presión p del medio es diferente a los 101,300 Pa, que corresponden a la presión atmosférica estándar se multiplica la masa atmosférica obtenida por $p/101,300$.

El efecto atmosférico expresado por la masa de aire ha llevado a definir el espectro AM0, que refiere las condiciones en el exterior de la atmosfera, importante para las aplicaciones fotovoltaicas en los satélites (FIGURA 1. 3). La distribución espectral AM1.5 se emplea para las calibraciones y certificaciones de equipos solares. La FIGURA 1. 4 muestra un resumen del efecto atmosférico sobre la distribución espectral de la energía solar recibida en el exterior y en la superficie, refiriéndose a la distribución AM1.5 vienen definida en la norma ISO 9845-1.

³ Herramienta de apoyo para la predicción de sistemas solares térmicos y es útil, en el diseño preliminar de sistemas que utilizan colectores solares térmicos se define como la fracción del total de irradiación incidente en una superficie que excede un determinado valor crítico.

CAPITULO 1.-MARCO TEÓRICO

FIGURA 1. 2.- Definición del concepto masa de aire (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

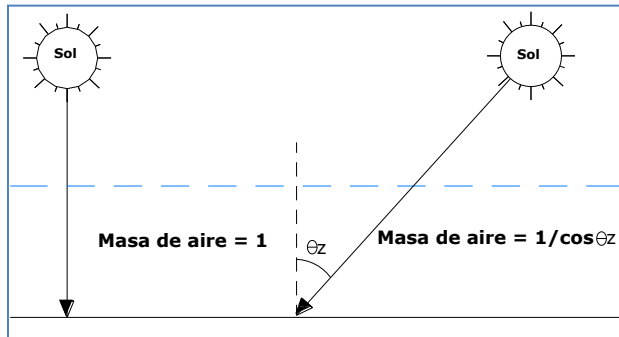


FIGURA 1. 3.- Distribución espectral de la radiación solar (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

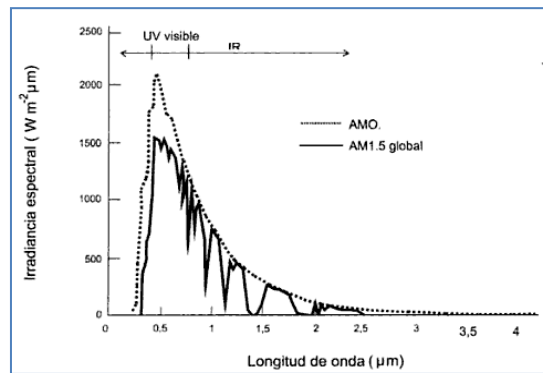
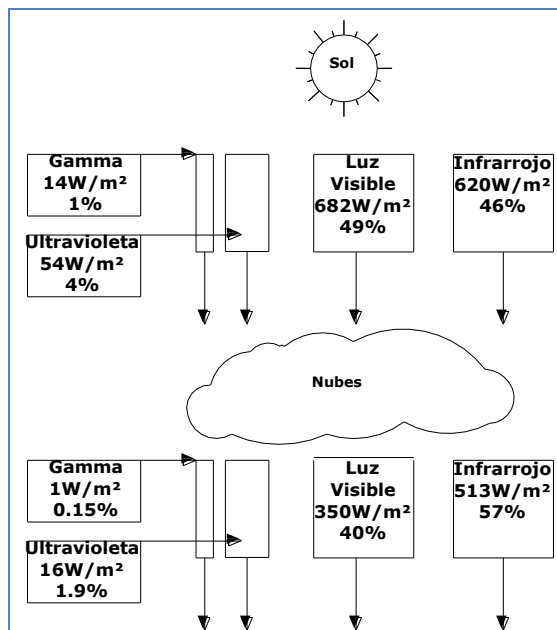


FIGURA 1. 4.- Radiación solar exterior a la atmosfera y en superficie según región del espectro (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).





1.1.3. Medida de la radiación solar

La irradiación (H_s) corresponde al valor acumulado de la Irradiancia en un intervalo de tiempo determinado. Esta es la magnitud de mayor interés para la ingeniería solar. Las redes de estaciones meteorológicas automáticas (EMA) miden la Irradiancia, el valor instantáneo de la ingeniería solar que alcanza la superficie, que es almacenada, filtrada y puesta a disposición de los usuarios como irradiación en base horaria, diaria o mensual. Cuando se necesitan largas series de datos para diseñar sistemas solares utilizando años tipo, se puede recurrir a atlas de radiación o bases de datos meteorológicos. Existe una gran disponibilidad de materiales sobre irradiación e índices de claridad vía internet para muchas zonas del planeta.

1.1.3.1. Instrumentos para la medida de la Irradiancia

Existen dos tipos de dispositivos básicos para la medida de la radiación solar, el piranómetro y el pirheliómetro. El piranómetro recibe la radiación en todas las direcciones del hemisferio y por lo tanto mide la radiación global, la adición de la radiación directa y difusa incidentes en superficie. El piranómetro se puede aplicar a la medida de la radiación difusa empleando una banda opaca que sombree el instrumento a la radiación directa. El pirheliómetro tiene una abertura colimada que restringe su visión de la bóveda celeste, habitualmente 5° , y por ello se utiliza para la medida de la radiación directa enfocándolo al Sol.

Para la medida de la Irradiancia se emplean dos tipos de piranómetro. Uno de ellos se basa en el calentamiento de una superficie. En estos encontramos una superficie negra protegida del enfriamiento por una doble cúpula. La temperatura de esta superficie es determinada con una termopila. En el caso de los piranómetros Kip Zonen clásicos, la termopila esta formada por una serie de 14 termopares, laminas planas de 10 mm de longitud, 1mm de anchura y 5mm de espesor, dispuestas en plano horizontal, en el que las extremidades están soldadas a una barra de cobre verticales solidarias a una placa de latón maciza. El conjunto está protegido por barniz negro mate especial que absorbe la radiación. El calor de la superficie negra es evacuado parte por conducción hacia la masa de la termopila que es buena conductora. Debido a que las láminas son malas conductoras aparece una diferencia de temperatura del orden del 20°C entre la línea mediana y las extremas y, por consiguiente, una diferencia de potencial. El aparato se calibra comparándolo con otro de referencia.

El piranómetro Kip Zonen presentado en la [FIGURA 1. 5](#) dispone de una superficie que capta la radiación entre 0.3 y $2.8 \mu\text{m}$, es decir prácticamente todo el espectro solar. El piranómetro genera un potencial entre 0 a 50 mV con una constante de proporcionalidad respecto a la Irradiancia de unos $9 \mu\text{V}/\text{Wm}^{-2}$. Esta señal eléctrica se almacena y se manda a la central de procesamiento de datos.

Otro tipo de piranómetro utiliza el efecto fotovoltaico para medir la Irradiancia. Una resistencia en el cable del sensor permite leer como tensión eléctrica de la intensidad generada en la célula fotovoltaica.

El piranómetro de la FIGURA 1. 6 capta la energía incidente con longitudes de onda entre 0.4 y 1.1 μm pero su calibración permite obtener el valor de la Irradiancia recibida en todo el espectro solar.

FIGURA 1. 5.- Piranómetro de termopila (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

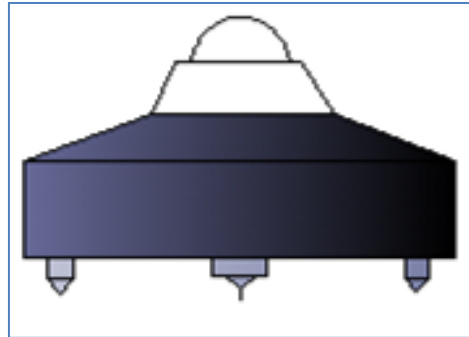
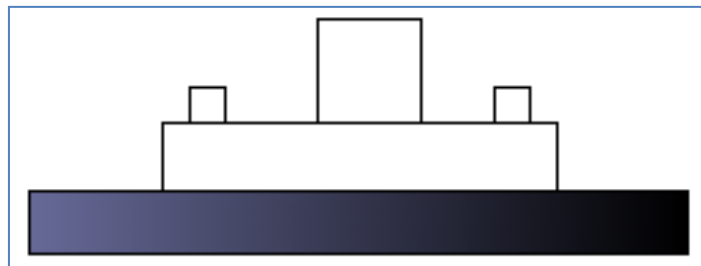


FIGURA 1. 6.- Piranómetro de célula fotovoltaica (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



1.1.3.2. Instrumentos para la medida de las horas de radiación directa

Las estaciones meteorológicas más sencillas no disponen de medidas de Irradiancia y, en ocasiones, emplean otros equipos, como heliógrafos, que permiten estimar la irradiación de forma indirecta.

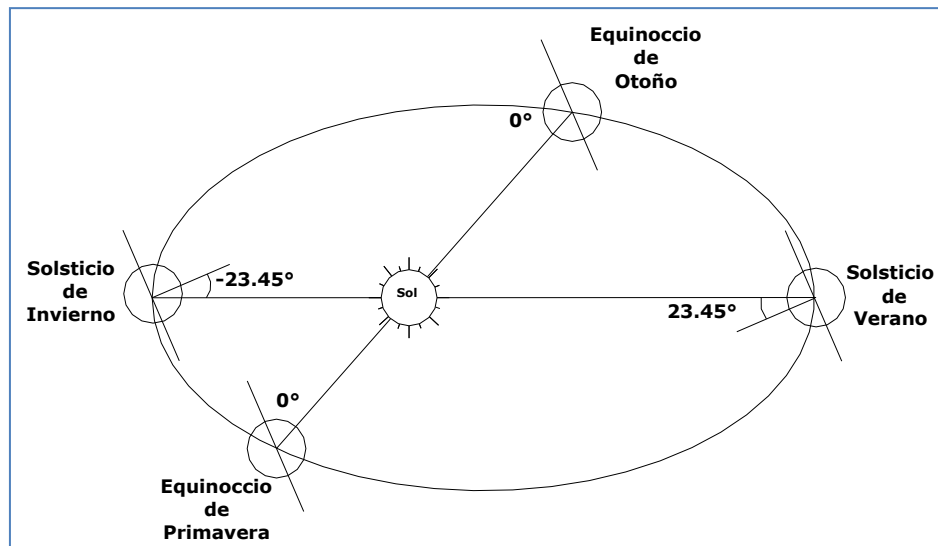
Los heliógrafos miden el intervalo de tiempo durante el cual se tiene la radiación solar directa superior al umbral de 120 Wm^{-2} . Entre los heliógrafos más utilizados está el de Campbell—Stokes y el de Denis—Jordan. La duración de las horas de radiación solar directa es determinada en muchos más lugares que la Irradiancia. Esto es debido al coste y fiabilidad de los instrumentos utilizados para realizar estas medidas. El heliógrafo Campbell-Stokes utiliza una esfera solida de cristal como lente para concentrar la radiación directa. Esta radiación es concentrada sobre una banda de papel tratado y grabado con una escala horaria. Cuando la Irradiancia supera el valor mencionado, la energía concentrada quema el papel. La longitud quemada permite leer manualmente sobre la banda las horas de radiación por encima del umbral.

1.1.4. Posición del sol

Además de las condiciones atmosféricas existe otro factor que determina la incidencia de la radiación sobre un colector solar, el movimiento aparente del Sol a través de la bóveda celeste, a lo largo del día y del año. La Tierra describe un movimiento de translación alrededor del Sol que sigue una trayectoria en forma de elipse, con una excentricidad de un 3%. La línea imaginaria que representa la órbita descrita se llama eclíptica. Esta órbita define el plano de la eclíptica. En su movimiento de traslación el eje de rotación terrestre forma siempre el ángulo de 23.45° con la perpendicular al plano de la eclíptica. El ángulo que forma el plano de la eclíptica con el plano del ecuador varía a lo largo del año como indica la **FIGURA 1. 7**. Este ángulo conocido como declinación, varía entre -23.45° el día del solsticio de invierno y 23.45° el día del solsticio de verano.

Los trópicos de Cáncer (23.45° Norte) y de Capricornio (23.45° Sur) corresponden a los lugares extremos de latitud tal que el Sol se sitúa en la perpendicular al plano horizonte un instante al año, al mediodía del solsticio de verano y de invierno respectivamente.

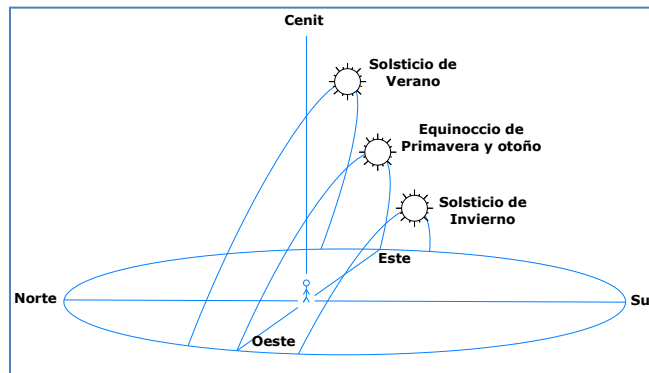
FIGURA 1. 7.- Movimiento de rotación de la Tierra alrededor del Sol (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



1.1.4.1. Geometría del movimiento del Sol.

Desde el punto de vista de un observador sobre la superficie de la Tierra, el Sol parece describir un arco de círculo desde su salida (orto) hasta su puesta (ocaso) ver **FIGURA 1. 8**. A mitad de este recorrido, al mediodía solar, se sitúa por definición el plano meridiano local. La vertical del observador sobre la superficie terrestre interseca a la bóveda celeste en un punto llamado **cénit**. El eje de la Tierra forma un ángulo igual a la latitud del lugar (ϕ) con el plano del horizonte del observador.

FIGURA 1. 8.- Trayectoria solar sobre el plano del observador (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



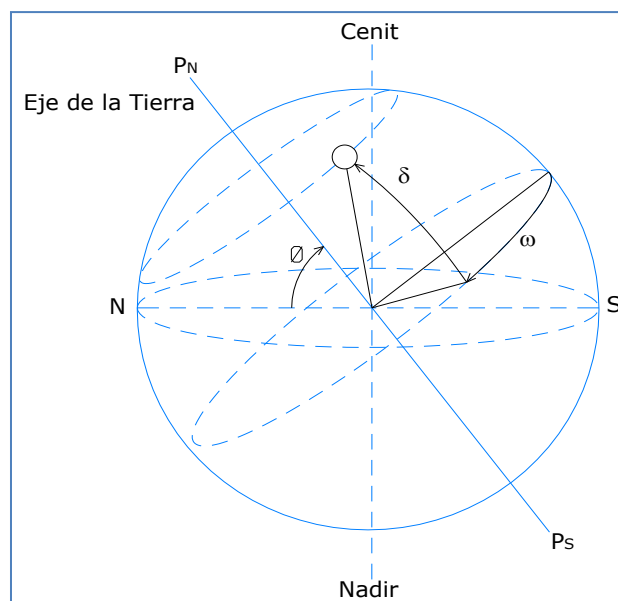
La posición del Sol se puede referir en dos sistemas de coordenadas centradas en el observador según el sistema de referencia escogido: **horarias (δ , declinación, ω , ángulo horario)** y **horizontales (h , altura solar, α , acimut)**. Estas coordenadas determinan el vector solar entendido como un vector con origen en el observador y extremo en el Sol.

A. Coordenadas horarias (FIGURA 1. 9)

δ_s , **declinación solar** ($^\circ$): posición angular del Sol al mediodía solar con respecto al plano del *Ecuador Terrestre*.

ω_s , **ángulo horario** ($^\circ$): desplazamiento angular del Sol sobre el plano de la trayectoria solar. Se toma como origen del ángulo horario el mediodía solar y valores crecientes en el sentido del movimiento del Sol. Cada hora es igual a 15° .

FIGURA 1. 9.- Coordenadas celestes horarias (Fuente: Lluís Jutglar, Energía Solar, 2004).

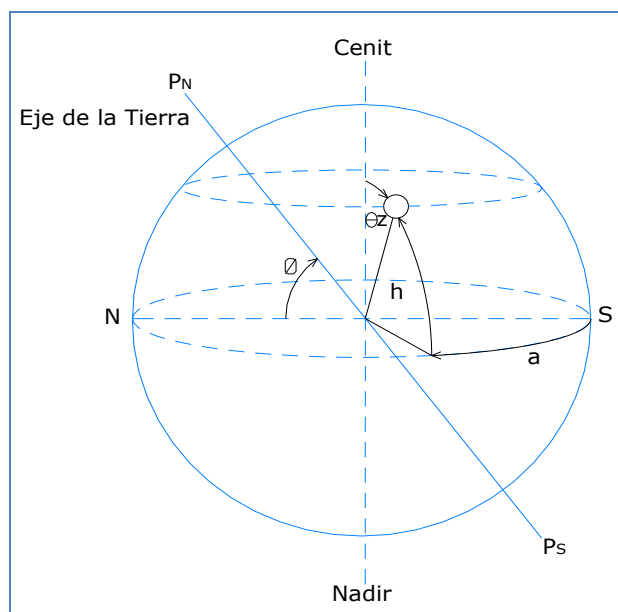


B. Coordenadas Horizontales (FIGURA 1. 10)

h_s , **altura solar** ($^\circ$): ángulo que forma la radiación directa y el plano del horizonte. El ángulo complementario es el llamado ángulo cenital solar.

α_s , **acimut solar** ($^\circ$): ángulo que forma la radiación solar directa y el meridiano del observador. Se toma como origen de acimuts el medio día solar y valores crecientes en sentido horario observando el norte desde el sur del lugar (en el hemisferio norte).

FIGURA 1. 10.- Coordenadas celestes horizontales (Fuente: Lluís Jutglar, Energía Solar, 2004).



1.1.4.2. Cálculo de las coordenadas horarias

Las coordenadas horizontales del Sol, acimut y altura solar varían dependiendo de la hora del día, el día del año y la latitud del lugar. Por el contrario, las coordenadas horarias son más fáciles de obtener, la declinación solo depende del día del año y el ángulo horario de la hora. Se determinan las coordenadas horarias como paso previo para el cálculo de las horizontales.

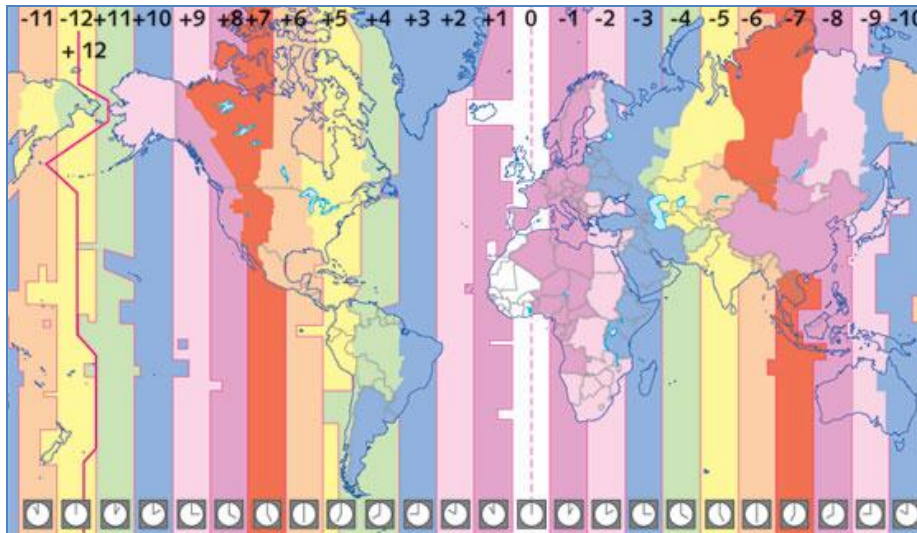
La mayoría de los cálculos solares requieren la hora solar pero nuestros relojes indican la hora local. Para establecer husos horarios se ha convenido en fijar una misma hora civil en ciudades de diferente hora solar se calcula partir de:

ECUACIÓN 1. 1.- Hora solar

$$\text{hora solar} = \text{hora solar local} + \frac{4 (\text{min}/^\circ)(L_{\text{Ref}} - L_{\text{Loc}}) + \Delta t}{60(\text{min}/\text{hr})}$$

Donde L_{Ref} es la longitud geográfica del meridiano de referencia ($^{\circ}$) y L_{Loc} es la longitud respecto del meridiano local ($^{\circ}$), ver FIGURA 1. 11.

FIGURA 1. 11.- Meridianos de referencia (Fuente: Centro Nacional de Metrología, CENAM 2010).



Una segunda corrección es necesaria debido a que el Sol se adelanta y atrasa respecto a la hora media. Esta corrección se conoce como ecuación del tiempo:

ECUACIÓN 1. 2.- Ecuación del tiempo

$$\Delta t \text{ (min)} = 9.78 \text{sen}^2 B - 7.53 \text{cos} B - 1.5 \text{sen} B$$

Siendo $B \text{ (}^{\circ}\text{)} = 360(J-81)/364$ y J es el día Juliano del año.

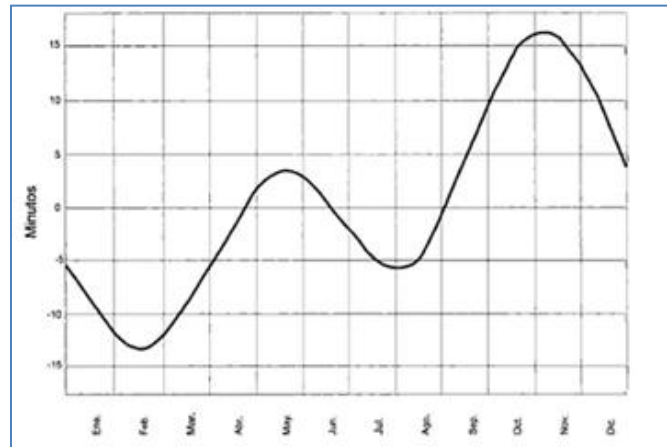
La ecuación del tiempo también puede leerse gráficamente (FIGURA 1. 12).

Conocida la hora solar se calcula el ángulo horario recordando que el origen de coordenadas se encuentra en el meridiano local y que 1 hora corresponde a 15° :

ECUACIÓN 1. 3.- Angulo horario

$$\omega_S = (\text{hora solar} - 12h) * 15^{\circ}$$

FIGURA 1. 12.- Ecuación del tiempo (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



El ángulo horario resulta negativo por las mañanas y positivo por las tardes. Por otra parte, la declinación del Sol depende del día del año según la expresión:

ECUACIÓN 1. 4.- Declinación del Sol

$$\delta_s = 23.45^\circ \text{sen} \left(360 \frac{284 + J}{365} \right)$$

1.1.4.3. Cálculo de coordenadas Horizontales

Utilizando trigonometría esférica calculamos las coordenadas horizontales a partir de las coordenadas horarias, relacionadas mediante las ecuaciones:

ECUACIÓN 1. 5.-Coordenadas horizontales

$$\text{sen}(h_s) = \text{sen}\phi * \text{sen}\delta_s + \text{cos}\phi * \text{cos}\delta_s * \text{cos}\omega_s$$

$$\text{sen}(h_s) * \text{cos}(a_s) = \text{sen}\phi * \text{cos}\delta_s + \text{cos}\omega_s - \text{cos}\phi * \text{sen}\delta_s$$

$$\text{sen}(h_s) * \text{sen}(a_s) = \text{cos}\phi * \text{sen}\omega_s$$

Donde ϕ es la latitud del lugar.

A partir de estas ecuaciones se puede obtener la altura solar máxima para un día y latitud determinados. Al medio día el ángulo horario y el ángulo acimutal del Sol son cero, $\omega_s=0^\circ$ y $a_s=0^\circ$, correspondiendo a la altura máxima ($h_{s,máx}$). Incorporando estos valores en la segunda expresión de la ECUACIÓN 1. 5 resulta:

ECUACIÓN 1. 6.-Altura solar máxima

$$h_{s,máx} = 90^\circ - \phi + \delta_s$$



1.1.5. Irradiación extraterrestre horizontal

La relación trigonométrica existente entre las coordenadas horarias y horizontales del Sol permite desarrollar una serie de cálculos de interés para la ingeniería Solar.

Insolación máxima

El intervalo de tiempo transcurrido entre la salida y la puesta de Sol, se define como el máximo tiempo de radiación solar directa posible o *insolación máxima*. La insolación máxima naturalmente depende de la localidad estudiada y el día del año. Imponiendo que en el instante de salida y puesta del sol la altura solar es nula, $h_s=0^\circ$.

ECUACIÓN 1. 7.-Insolación máxima

$$n_{s,m\acute{a}x} = \frac{2\omega_{s,p}}{15^\circ} = \frac{2 * \text{arc cos} (-\text{tg}\phi * \text{tg}\delta_s)}{15^\circ}$$

Donde $\omega_{s,p}$ es el ángulo horario en la puesta del Sol ($^\circ$) y $n_{s,m\acute{a}x}$ es el número de horas máximas con radiación directa.

Irradiación extraterrestre en el plano horizontal

Para evaluar la irradiación diaria en un plano horizontal en superficie es necesario evaluar primero la *radiación extraterrestre*, entendida como la Irradiancia que incide a lo largo de un día sobre un plano tangente a la superficie del planeta exterior a la atmosfera. Se ha definido a la Constante Solar como la Irradiancia que llega al plano perpendicular al Sol en el exterior a la atmosfera. Debido al movimiento del Sol el ángulo que forma los rayos con un plano tangente es siempre menor o igual a la Constante Solar. La relación entre la Constante Solar y la Irradiancia exterior de la atmosfera sobre un plano horizontal (I_{SO}^e) se expresa matemáticamente por:

ECUACIÓN 1. 8.-Irradiancia extraterrestre en el plano horizontal

$$\begin{aligned} I_{SO}^e &= S_S * F_{TS} \cos(\theta_z) = S_S * F_{TS} \text{sen}h_s \\ &= S_S * F_{TS} * (\text{sen}\phi * \text{sen}\delta_s + \text{cos}\phi * \text{cos}\delta_s * \text{cos}\omega_s) \end{aligned}$$

El factor F_{TS} resulta del movimiento de la tierra al rededor del Sol en una órbita elíptica, esto hace que la distancia Tierra-Sol varié a lo largo del año. La Irradiancia que llega a la cima de la atmosfera depende de esta distancia. Este factor se evalúa fácilmente a partir del día del año, (J):

ECUACIÓN 1. 9.-Factor F_{TS}

$$F_{TS} = 1 + 0.034 \cos\left(\frac{360 * J}{365.25}\right)$$



La irradiación en la cima de la atmosfera en un día determinado se obtiene integrando la expresión anterior para las 24 horas (H_{SO}^e). El resultado de esta integral es:

ECUACIÓN 1. 10.-Irradiación extraterrestre en el plano horizontal

$$H_{SO}^e = \frac{24}{\pi} * S_S * F_{TS} * (\omega_{sp} \text{sen}\phi * \text{sen}\delta_S + \text{cos}\phi * \text{cos}\delta_S * \text{sen}\omega_{sp})$$

Donde ω_{sp} se expresa en radianes.

1.1.6. Irradiancia en un colector

Las medidas de distancia directa y difusa disponibles en algunas estaciones meteorológicas se realizan en el plano horizontal. El paso de estas medidas al plano inclinado del colector requiere de modelos para la radiación difusa y la reflejada en los exteriores del colector. A continuación se presentan relaciones que permiten calcular los componentes de la Irradiancia para cualquier inclinación y orientación del colector.

1.1.6.1. Angulo de incidencia

La orientación del plano de un colector se determina a partir de las coordenadas del *vector director*, perpendicular a él. Este vector queda definido por el ángulo cenital que coincide con la inclinación del plano (β_c) respecto a la horizontal y el ángulo acimutal (α_c) (FIGURA 1. 13). Se define el **ángulo de incidencia** como el ángulo que forma la radiación solar directa con el vector director del plano.

De forma análoga a lo estudiado para superficies horizontales, la Irradiancia recibida sobre un plano inclinado, y por extensión en un colector, depende del ángulo de incidencia (i) de los rayos solares sobre este.

El ángulo de incidencia sobre un plano depende de las coordenadas horarias del Sol (δ_s, ω_s), según la expresión trigonométrica:

ECUACIÓN 1. 11.-Angulo de incidencia (coordenadas horarias)

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \text{sen}\phi * \text{sen}\delta_S * \text{cos}\beta_c \\ & - \text{sen}\delta_S * \text{cos}\phi * \text{sen}\beta_c * \text{cos}(\alpha_c) \\ & + \text{cos}\phi * \text{cos}\delta_S * \text{cos}\beta_c * \text{cos}\omega_S \\ & + \text{sen}\phi * \text{cos}\delta_S * \text{sen}\beta_c * \text{cos}(\alpha_c) * \text{cos}\omega_S \\ & + \text{cos}\delta_S * \text{sen}\beta_c * \text{sen}(\alpha_c) * \text{sen}\omega_S \end{aligned}$$

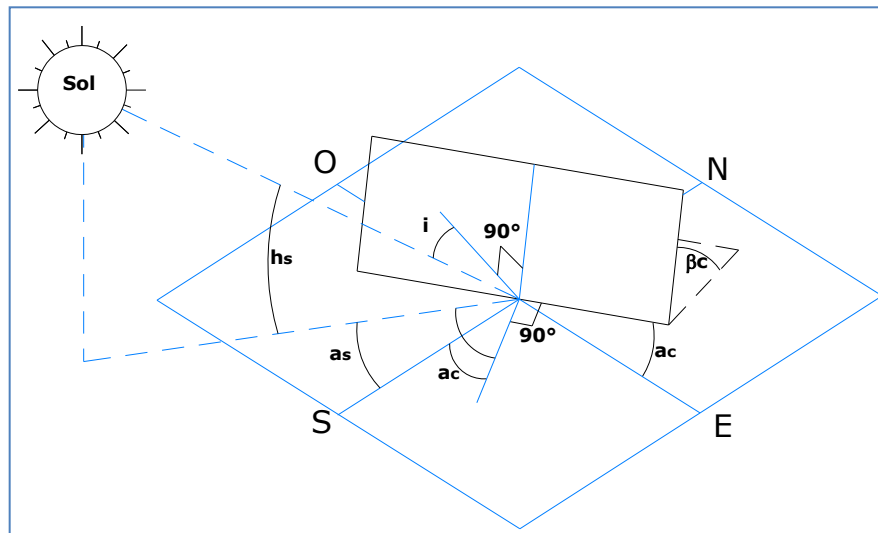
Haciendo huso de las coordenadas horizontales del Sol (a_s, h_s) la ecuación se simplifica notablemente:

ECUACIÓN 1. 12.- Angulo de incidencia (coordenadas horizontales)

$$\cos(i) = \text{sen}(h_s) * \cos\beta_c + \text{sen}(h_s) * \text{sen}\beta_c * \cos(a_s - a_c)$$

Se observa que para el caso particular de superficie horizontal, $\beta_c=0^\circ$, el ángulo de incidencia coincide con el ángulo cenital solar por lo que la expresión de la **ECUACIÓN 1. 12** ha sido ya empleada en la **ECUACIÓN 1. 8**.

FIGURA 1. 13.- Definición del ángulo de incidencia sobre un plano inclinado y orientado (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



1.1.6.2. Irradiancia en el plano inclinado

La Irradiancia recibida por un colector inclinado en superficie es la combinación de la Irradiancia directa ($I_{s,b}$), la difusa ($I_{s,d}$) y la reflejada en la superficie frente al captador ($I_{s,re}$):

ECUACIÓN 1. 13.- Irradiancia en el plano inclinado (componentes)

$$I_s = I_{s,b} + I_{s,d} + I_{s,re}$$

La Irradiancia en el plano del colector se evalúa a partir de medidas de la radiación directa y difusa en la horizontal. La primera componente, la radiación directa en el plano del colector se determina a partir de las medidas de radiación directa en la horizontal.

ECUACIÓN 1. 14.- Radiación directa en el plano inclinado

$$I_{s,b} = I_{s0,b} \cos(i)$$



La distribución de la radiación difusa en la bóveda celeste depende de la nubosidad y claridad atmosférica, altamente variables. Incluso en días despejados la Irradiancia difusa que alcanza la superficie es claramente **anisótropa**. En una sencilla descripción cualitativa la radiación difusa comprende: una componente **isótropa**, uniforme en todas las direcciones de la bóveda celeste; una componente circunsolar, resultante de la dispersión atmosférica y concentrada en la zona de la bóveda alrededor del Sol, y el brillo del horizonte, especialmente pronunciado en cielos muy despejados.

La evaluación de la radiación difusa para aplicaciones en ingeniería o arquitectura es complicada. La norma CIE DS 011.2/E: 2002 detalla su cálculo bajo un amplio rango de condiciones, desde cielos completamente cubiertos a cielos despejados. Un ejemplo de modelo matemático para la evaluación de la componente difusa sobre un plano inclinado a partir de medidas de Irradiancia directa y difusa en la horizontal es el propuesto por Pérez et al. (1990):

ECUACIÓN 1. 15.- Radiación difusa en el plano inclinado

$$I_{S,d} = I_{SO} [0.5(1 - F_1)(1 + \cos\beta_c) + F_1 a/b + F_2 \text{sen}\beta_c]$$

Donde I_{SO} es la Irradiancia global en el plano horizontal (Wm^{-2}), F_1 el factor anisotropía circunsolar y F_2 el factor anisotropía del horizonte, ambos tabulados para diferentes condiciones atmosféricas. Los factores a y b se definen según:

$$a = \text{máx}[0; \cos(i)]$$

$$b = \text{máx} [0 - 0.087; \text{sen}(h_s)]$$

La radiación reflejada en el suelo recibida por el captador es función de la radiación global incidente el plano horizontal:

ECUACIÓN 1. 16.- Radiación reflejada hacia el plano inclinado

$$I_{S,re} = 0.5 * \rho' * I_{SO} (1 - \cos\beta_c)$$

1.1.7. Irradiación en un colector

En la sección anterior se ha propuesto el paso de las componentes de la irradiación en el plano horizontal a un plano de captación pero en las localidades en las que son posibles datos medios de la irradiación, se refieren a la magnitud global sobre el plano horizontal (H_{SO}). En muy pocas estaciones se miden por separado la componente directa y difusa incidentes sobre la superficie. Por lo tanto hay que considerar que los datos de partida generalmente serán irradiaciones globales. Además para poder diseñar instalaciones de captación solar es necesario convertir los datos medidos en el plano horizontal a datos de irradiación en el plano inclinado, considerando las diversas componentes de la radiación.



1.1.7.1. Irradiación mensual en planos inclinados

Liu Jordan (1962) desarrollaron un método para resolver la cuestión aproximando a partir de la irradiación global horizontal las componentes directa, difusa y reflejada. El algoritmo de Liu y Jordan (1962), que considera el modelo de cielo isotrópico, era aplicado únicamente a colectores orientados al sur. Klein (1997) extendió este trabajo a cualquier orientación. La irradiación diaria sobre un plano inclinado se expresa como:

ECUACIÓN 1. 17.- Irradiación global diaria (media mensual)

$$H_S = R_A * H_{SO}$$

Siendo R_A el cociente entre la medida mensual de irradiación global diaria sobre el plano inclinado y sobre el horizontal.

Este factor se evalúa considerando separadamente los componentes:

$$R_A = \left(1 - \frac{H_{S,d}}{H_S}\right) R_B + \frac{H_{S,d}}{H_S} (1 + \cos\beta_c)/2 + \rho'(1 - \cos\beta_c)/2$$

Donde $H_{S,d}$ es la irradiación difusa diaria, R_B es el análogo a R_A para la radiación difusa y ρ' es el albedo del suelo entorno al captador. En esta ecuación el primer sumando es la componente de la radiación directa, el segundo la radiación difusa desde el cielo y el tercero la radiación reflejada en el suelo.

Como no suele disponerse de medidas de la media mensual de la radiación difusa diaria, se ha relacionado la fracción entre la radiación difusa y la global con el índice de claridad (Liu Jordan, 1960) según:

$$\frac{H_{S,d}}{H_S} = 1.39 - 4.03K_T + 5.53K_T^2 - 3.11K_T^3$$

Donde:

$$K_T = \frac{I_{S,O}}{I_{S,O}^e}$$

Collares Pareira y Rabí (1979) también correlacionaron la irradiación difusa y global pero introdujeron la hora de puesta del Sol para tener en cuenta la variación estacional de la componente difusa:

$$\frac{H_{S,d}}{H_S} = 0.775 + 0.347 \left(\omega_{S,p} - \frac{\pi}{2}\right) - \left[0.505 + 0.0261 \left(\omega_{S,p} - \frac{\pi}{2}\right)\right] \cos(2K_T - 1.8)$$

Donde $\omega_{S,p}$ se expresa en radianes.



Teóricamente R_B es una función complicada de la transmisión de la atmosfera. Sin embargo aplicando el método dado por Klein (1977) se puede obtener una buena aproximación- para planos orientados hacia el Sur. ($a_c=0^\circ$):

$$R_B = \frac{\cos(\phi - \beta_c) \cos\delta_S * \text{sen}\omega'_{S,p} + \left(\frac{\pi}{180}\right)\omega'_{S,p} \text{sen}(\phi - \beta_c) \text{sen}\delta_S}{\cos\phi * \cos\delta_S * \text{sen}\omega_{S,p} + \left(\frac{\pi}{180}\right)\omega_{S,p} \text{sen}\phi * \text{sen}\delta_S}$$

Donde expresados en radianes $\omega_{S,p}$ es el ángulo horario del ocaso del Sol en el plano horizontal y $\omega'_{S,p}$ el ángulo horario del ocaso del Sol en el plano inclinado, determinado por:

$$\omega'_{S,p} = \text{mín}[\omega_{S,p}, \text{arc cos}[-\text{tg}(\phi - \beta_c)\text{tg}\delta_S]]$$

Y para planos con cualquier orientación:

$$R_B = \left(\cos\beta_c \text{sen}\delta_S \text{sen}\phi \frac{\pi}{180} (\omega'_{S,sal} - \omega'_{S,p}) - \text{sen}\beta_c \text{sen}\delta_S \cos\phi \cos(a_c) \frac{\pi}{180} (\omega'_{S,sal} - \omega'_{S,p}) \right. \\ \left. + \cos\beta_c \cos\delta_S \cos\phi (\text{sen}\omega'_{S,sal} - \text{sen}\omega'_{S,p}) \right. \\ \left. + \text{sen}\beta_c \cos\delta_S \text{sen}\phi \cos(a_c) (\text{sen}\omega'_{S,sal} - \text{sen}\omega'_{S,p}) \right. \\ \left. - \text{sen}\beta_c \cos\delta_S \text{sen}(a_c) (\cos\omega'_{S,sal} - \cos\omega'_{S,p}) \right) \\ / \left(\cos\phi * \cos\delta_S * \text{sen}\omega_{S,sal} + \left(\frac{\pi}{180}\right)\omega_{S,sal} \cos\phi * \text{sen}\delta_S \right)$$

Donde $\omega_{S,sal}$ y $\omega'_{S,sal}$ son los ángulos horarios (expresados en radianes) en la salida del Sol para el plano horizontal e inclinado, $\omega_{S,p}$ y $\omega'_{S,p}$ son los correspondientes a la puesta del Sol. El cálculo de estos ángulos $\omega'_{S,sal}$ y $\omega'_{S,p}$ se pueden encontrar en Klein (1977).

Este método desarrollado inicialmente para valores mensuales de irradiación fue extendido para valores horarios (Duffie y Beckman 1991).

Después de estos trabajos aparecieron otros más complejos en los que se considero la anisotropía de la radiación difusa. La propuesta de Hay y Davies (1985) considero la radiación difusa compuesta de una parte isótropa y otra parte circunsolar. Otros autores como Reindl et al. (1990) añadieron el brillo del horizonte al modelo de Hay y Davies.

1.1.7.2. Orientación e inclinación optima de los colectores

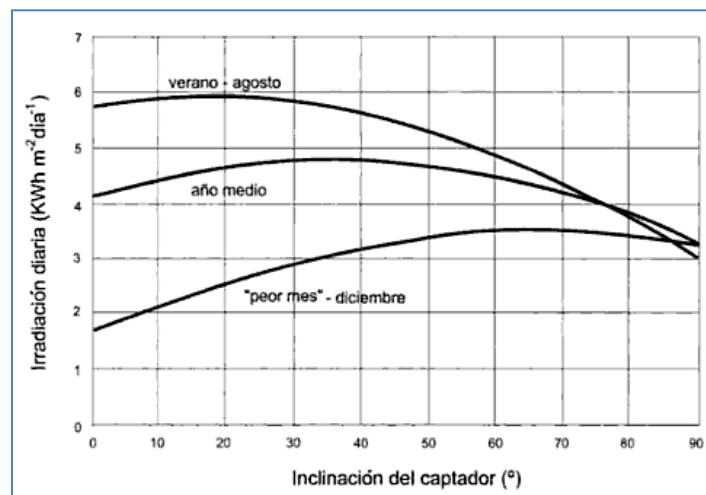
Los colectores han de situarse de tal forma que a lo largo del periodo anual de utilización aproveche al máximo la radiación solar disponible. Salvo problemas excepcionales con las sombras **los colectores se orientaran hacia el sur geográfico en el hemisferio norte** (Y hacia el Norte en hemisferio sur).

Desviaciones de hasta 20° hacia el SE o SO con respecto a esta orientación no afecta sensiblemente al rendimiento del sistema (NE o NO orientación norte).

La determinación de la **inclinación óptima** en los colectores solares es fundamental en los sistemas solares. Las expresiones del apartado anterior permiten obtener gráficos como el presentado en la **FIGURA 1. 14** con los que se puede discutir la inclinación óptima según la aplicación. También se encuentran atlas de radiación en los que ya se dan tabulados valores de la irradiación en diferentes localidades e inclinaciones, lo cual supone una pérdida de exactitud en los cálculos pero puede compensar por el ahorro de tiempo.

Los cálculos permiten afirmar que para obtener la captación máxima anual en una localidad determinada e conveniente situar los módulos o colectores en una inclinación igual a la latitud del lugar. Si el aprovechamiento máximo es necesario en verano la inclinación debe disminuirse unos 15° y si, por el contrario, se requiere de un diseño adecuado para el invierno, debe aumentarse en la misma cantidad. La **FIGURA 1. 14** permite observar que variaciones de $\pm 10\%$ en la inclinación respecto al ángulo óptimo no afecta sensiblemente el rendimiento y a la energía térmica útil aportada por el equipo.

FIGURA 1. 14.- Irradiacion diaria en Barcelona en funcion de la inclinacion del plano de captacion (Fuente: Markqvart,2000).



1.2. Valoración de la radiación en México

1.2.1. México, país con un gran potencial en captación Solar

México está ubicado geográficamente en una de las áreas de mayor radiación solar en el mundo, factor que juega a favor de México a la hora de emplear el gran potencial de aprovechamiento de la energía solar térmica. Sin embargo, por herencia de la abundancia de hidrocarburos de origen propio y el bajo precio del gas, durante las últimas décadas han situado a los calentadores de gas prácticamente como la única tecnología para la producción de agua caliente. Consecuencia de esta trayectoria de consumo



CAPITULO 1.-MARCO TEÓRICO

energético hacen a México uno de los países con mayor consumo de gases licuados del petróleo en el mundo. El actual panorama tendencial de rápido incremento del precio de los hidrocarburos, incluyendo el gas natural, hacen que México se vea abocado a una búsqueda urgente de otras fuentes de energías para cubrir esta demanda energética.

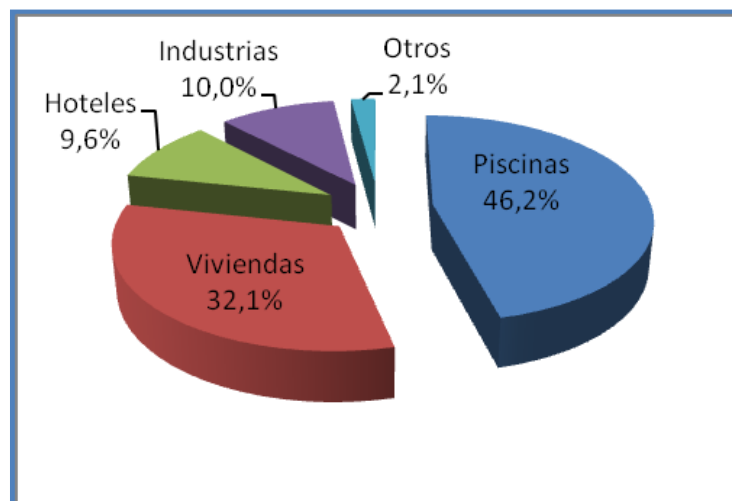
Se estima que el recurso solar en territorio mexicano alcanza unos valores diarios de radiación comprendidos entre 4,4 kWh/m² y 6,3 kWh/m². En el 2007, según datos de la Secretaria de Energía, la superficie de captación solar fue de casi 1 millón de m² de colectores, lo que supone la generación aproximada de 4,5 PJ por año:

TABLA 1. 3.- Evolución anual de la energía solar térmica. (Fuente: SENER).

Características	2005	2006	2007	2008	Valoración porcentual (%) 2008/2007
Calentadores solares planos					
Instalados en dicho año (m ²);	100,348	96,694	154,267	165,633	7.4
Total instalados (m ²);	742,992	839,686	993,953	1,159,586	16.7
Eficiencia promedio;	50%	50%	50%	50%	-
Radiación Solar Promedio (kJ/m ²);	18,841	18,841	18,841	18,941	-
Disponibilidad de calor solar primario (PJ);	5.11	5.775	6.836	7.974	16.6
Generación (PJ)	3.507	3.913	4.525	5.584	23.4

El principal uso de la energía solar térmica en 2008 fue para acondicionar el agua de las piscinas, seguido por el sector vivienda para el calentamiento de agua sanitaria:

FIGURA 1. 15.- Superficie instalada de calentadores solares por aplicaciones en 2008. (Fuente: Asociación Nacional de Energía Solar, ANES).





La conclusión que muestran estos datos es que teniendo en cuenta el alto potencial solar de México hay una falta de aprovechamiento de un recurso abundante y fiable.

1.2.2. Solarimetría en México

Referte a nuestro país México, se ha logrado despertar un gran interés por el aprovechamiento de la energía solar por lo que ha permitido desarrollar algunos proyectos de gran importancia a nivel mundial. Sin embargo, por muy diversas razones, no se han logrado consolidar los diversos esfuerzos que se han llevado a cabo en distintas Instituciones Nacionales para proporcionar de manera rutinaria y sistemática, los requerimientos de información solarimétrica de calidad para un adecuado diseño de los sistemas de conversión. Esto ha traído como consecuencia que los diferentes usuarios generen sus propios datos de radiación solar para satisfacer sus necesidades de información, aunque por desgracia los resultados no siempre son de la calidad que se desearía.

Hay un número elevado de estudios en los que se ha estimado la radiación solar diaria promedio mensual con base en horas de insolación [Almanza y López, 1975; Almaraz y López, 1978; Estrada-Cajigal 1992, Estrada-Cajigal, 1991; Almanza et al., 1992] En estas se realizó una depuración de datos en la primera publicación de 1975. Esta consistió primeramente en analizar cuidadosamente la información y cuando no era consistente año con año se eliminó, de manera que no todos los lugares con horas de insolación fueron incluidos en los mapas. Además, cuando hubo duda, se tuvo acceso al Servicio Meteorológico Nacional (SMN), quienes permitieron revisar las tiras, las cuales son utilizadas por un heliógrafo de Campbell-Stokes que proporciona las horas de insolación. Las que existían de dichos registradores, permitió aprender a leerlas y de esta manera tomar al azar algunas muestras que verificaron que estaban correctas.

Una forma de cubrir la necesidad de datos horarios de radiación solar para diferentes regiones de México, es la utilización de procedimientos avanzados los cuales arrojan resultados muy alentadores. A continuación se mostrarán los resultados obtenidos en un trabajo elaborado por el personal de Solartronic, S.A. de C.V, obteniendo así mapas de isohelias del Territorio Mexicano. Cuyos resultados poseen aspectos importantes relacionados con la estadística la cual varía de 7 a 40 años en lo que se refiere a horas de insolación (el promedio es de 25.8 años). Utilizando varias correlaciones analíticas se calcularon para 57 Localidades distribuidas en todo el territorio Nacional las cuales poseen datos meteorológicos (ver [TABLA 1. 4](#)).



TABLA 1. 4.- Localidades con información meteorológica para las que se estimó la radiación Solar (Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010).

Estado	Localidad	Coordenadas geográficas	
		Latitud Norte (°)	Longitud Oeste (°)
AGUASCALIENTES	-Aguascalientes	21.87	102.30
BAJA CALIFORNIA SUR	-La Paz	24.17	110.42
CAMPECHE	-Campeche	19.85	90.48
COAHUILA	-Piedras Negras	28.68	100.57
	-Saltillo	25.42	100.98
COLIMA	-Colima	19.23	103.73
	-Isla Socorro	18.72	110.95
CHIAPAS	-Arriaga	16.23	93.90
	-Comitán	16.25	92.13
	-S. Cristóbal Casas	16.75	92.63
	-Tapachula	14.92	92.27
	-Tuxtla Gutiérrez	16.75	93.12
CHIHUAHUA	-Chihuahua	28.65	106.07
D.F.	-Aeropuerto	19.43	99.08
	-Tacubaya	19.40	99.20
DURANGO	-Durango	24.03	104.67
	-Hermosillo	29.07	110.97
GUANAJUATO	-Guanajuato	21.02	101.25
	-León	21.12	101.68
GUERRERO	-Acapulco	16.83	99.93
	-Chilpancingo	17.55	99.50
HIDALGO	-Pachuca	20.13	98.73
	-Tulancingo	20.08	98.37
JALISCO	-Colotlán	22.12	103.27
	-Guadalajara	20.68	103.38
	-Huejúcar	22.37	103.22
	-Lagos de Moreno	21.35	101.92
ESTADO DE MEXICO	-Chapingo	19.48	98.88
	-Toluca	19.30	99.67
MICHOACAN	-Morelia	19.70	101.02
NAYARIT	-Tepic	21.52	104.90
NUEVO LEON	-Monterrey	25.68	100.30
OAXACA	-Oaxaca	17.07	96.72
	-Salina Cruz	16.17	95.18
PUEBLA	-Puebla	19.03	98.20
	-Manzanillo	19.05	104.33
QUERETARO	-Querétaro	20.60	100.38



CAPITULO 1.-MARCO TEÓRICO

QUINTANA ROO	-Cozumel	20.52	86.95
	-Chetumal	18.50	88.30
SAN LUIS POTOSI	-Río Verde	21.93	99.98
	-San Luis Potosí	22.15	100.98
SINALOA	-Culiacán	24.80	107.40
	-Mazatlán	23.22	106.42
SONORA	-Cd. Obregón	27.48	109.93
	-Guaymas	27.92	110.90
TAMAULIPAS	-Soto la Marina	23.77	98.22
	-Tampico	22.23	97.85
TLAXCALA	-Tlaxcala	19.32	98.23
VERACRUZ	-Córdoba	18.90	96.93
	-Jalapa	19.53	96.92
	-Orizaba	18.85	97.10
	-Tuxpan	20.95	97.40
	-Veracruz	19.20	96.13
YUCATAN	-Mérida	20.93	89.63
	-Progreso	21.28	89.65
	-Valladolid	20.68	88.22
ZACATECAS	-La Bufa	22.78	102.58

1.2.3. Mapas de isohelias

FIGURA 1. 16.- Irradiación global diaria promedio mensual (Enero); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

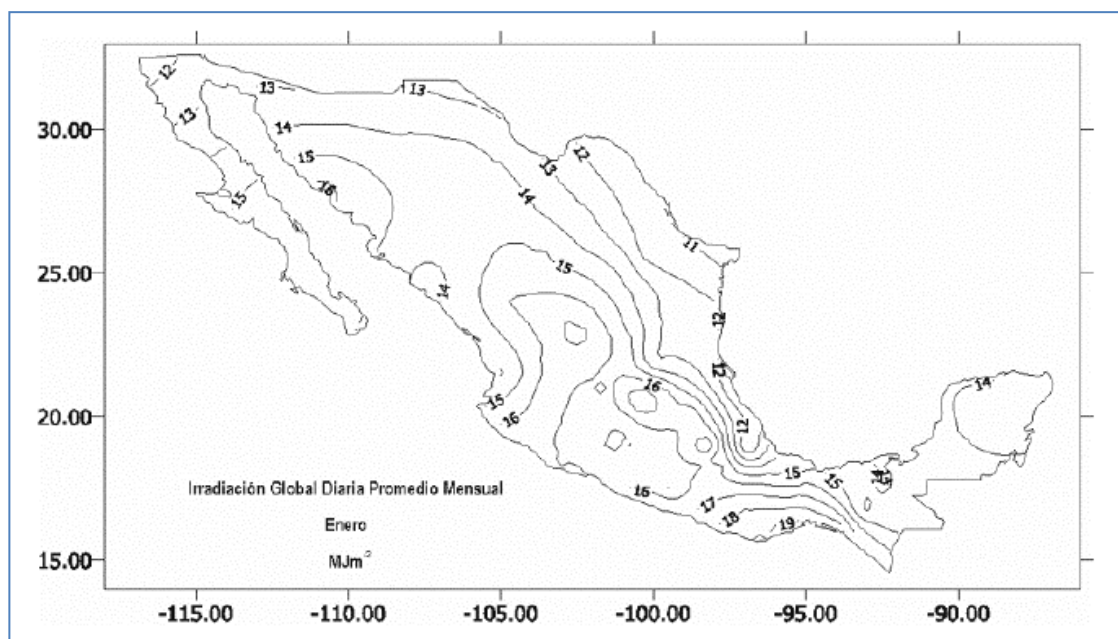


FIGURA 1. 17.- Irradiación global diaria promedio mensual (Febrero); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

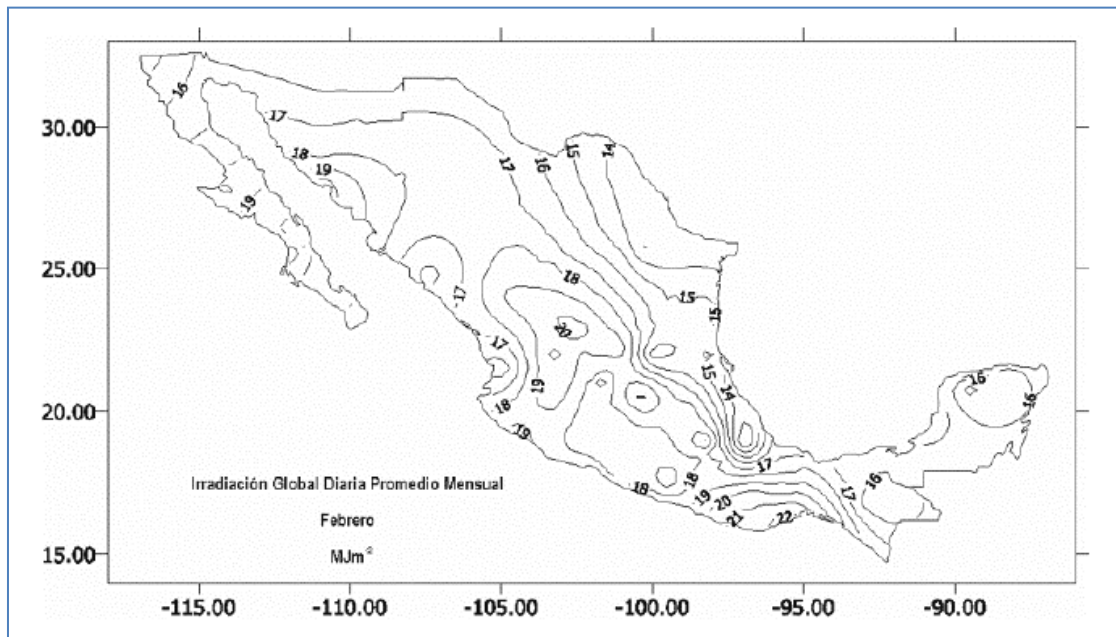


FIGURA 1. 18.- Irradiación global diaria promedio mensual (Marzo); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

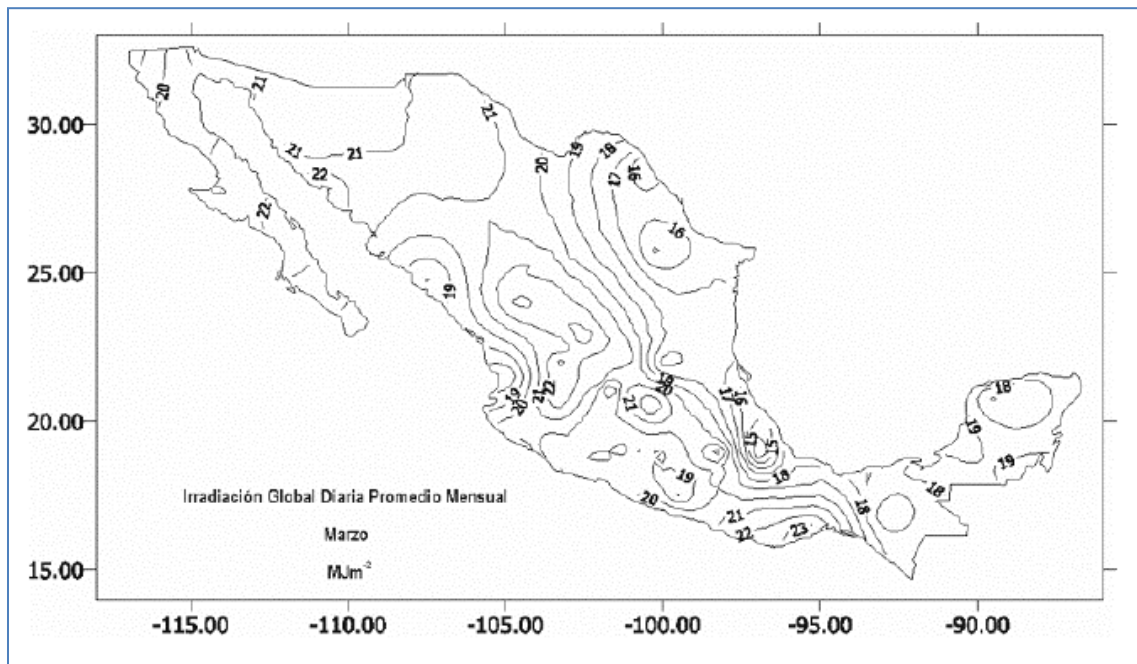




FIGURA 1. 19.- Irradiación global diaria promedio mensual (Abril); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

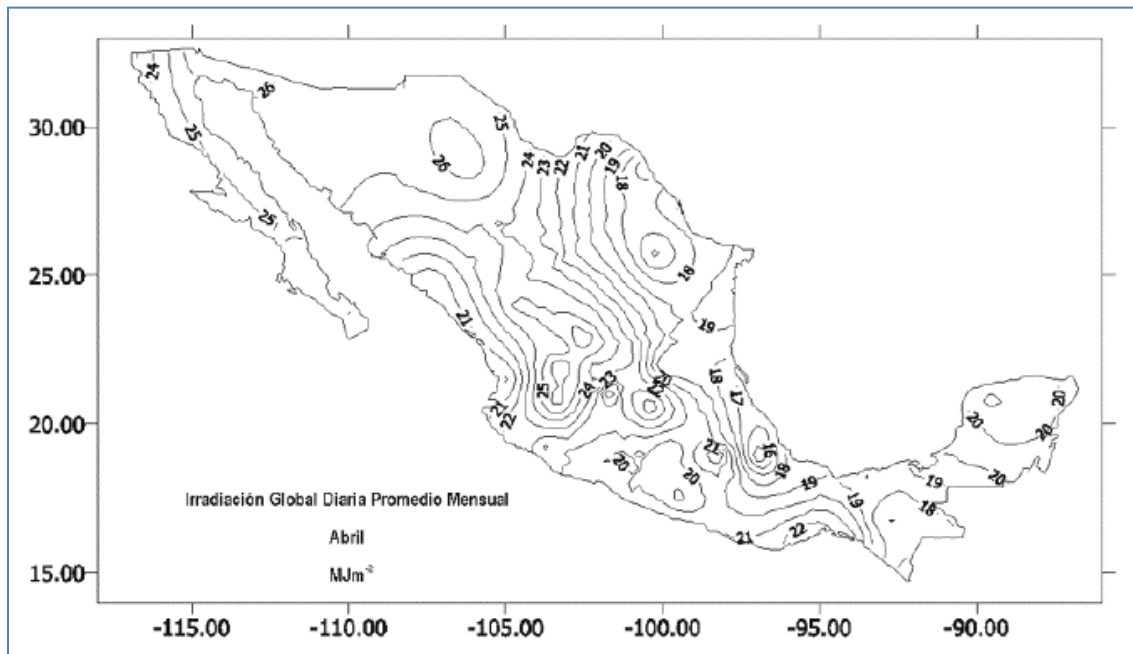


FIGURA 1. 20.- Irradiación global diaria promedio mensual (Mayo); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

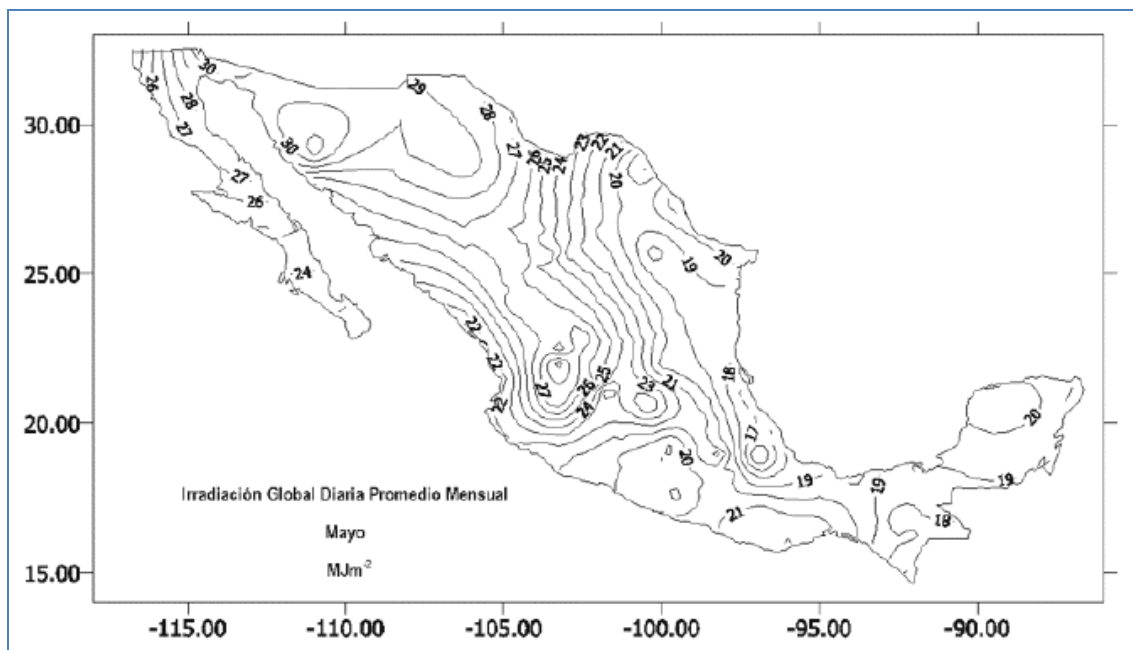




FIGURA 1. 21.- Irradiación global diaria promedio mensual (Junio); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

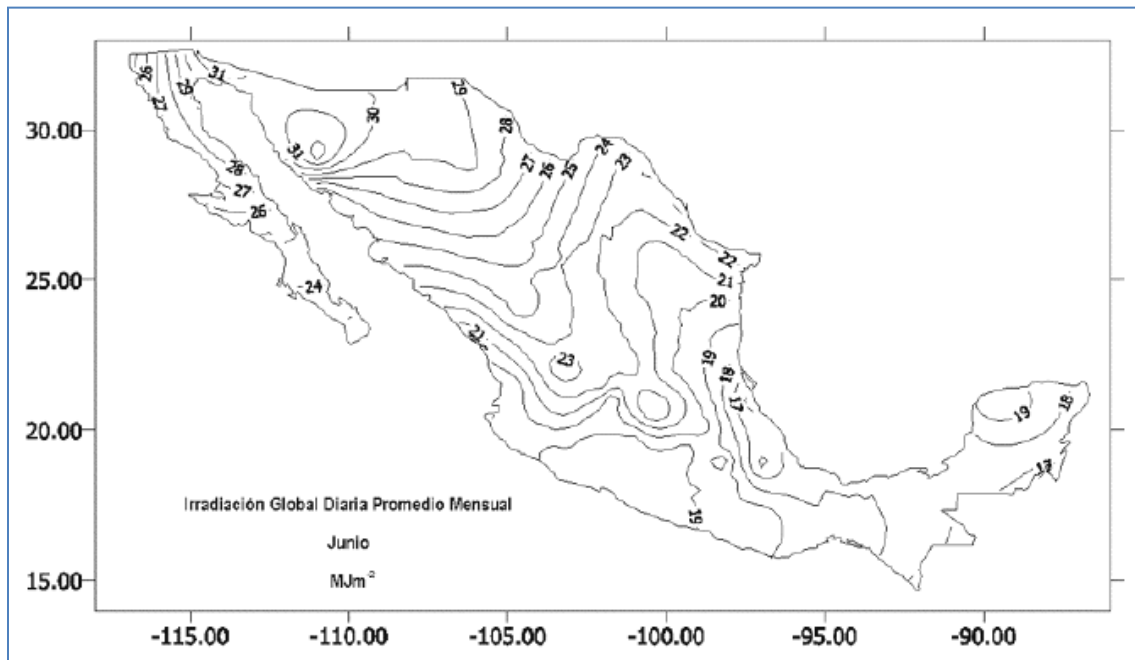


FIGURA 1. 22.- Irradiación global diaria promedio mensual (Julio); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

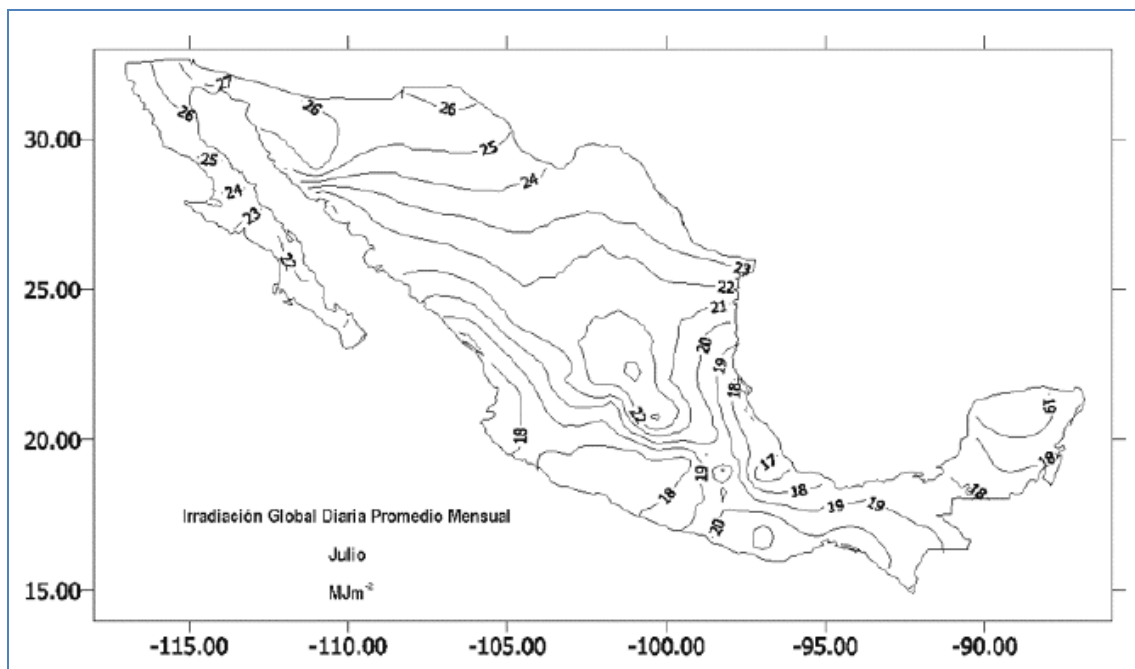




FIGURA 1. 23.- Irradiación global diaria promedio mensual (Agosto); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

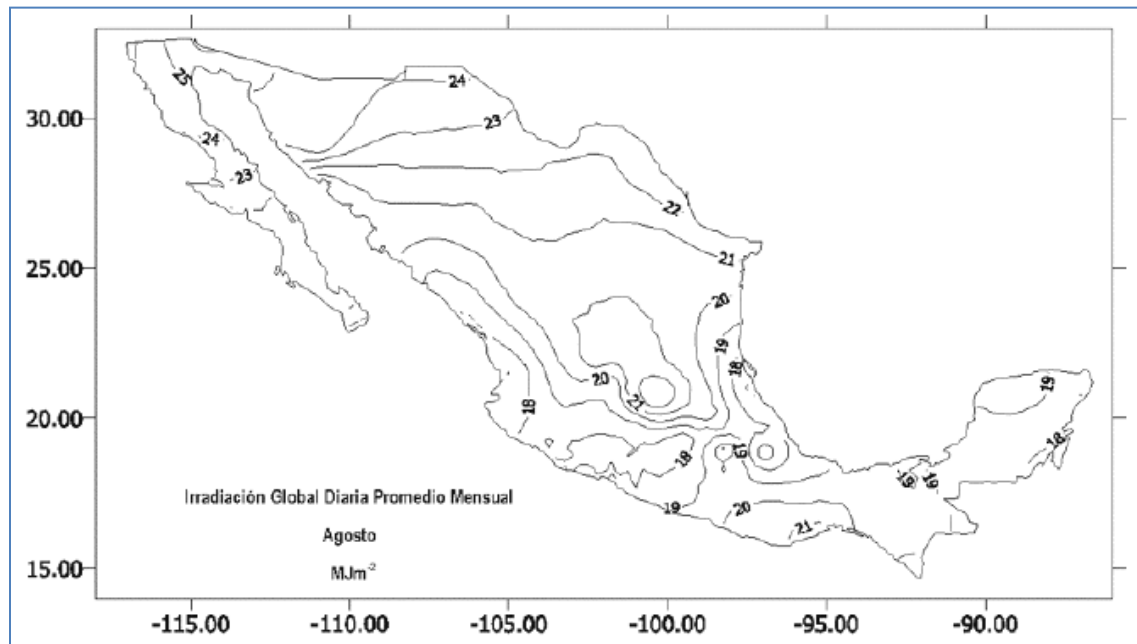


FIGURA 1. 24.- Irradiación global diaria promedio mensual (Septiembre); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

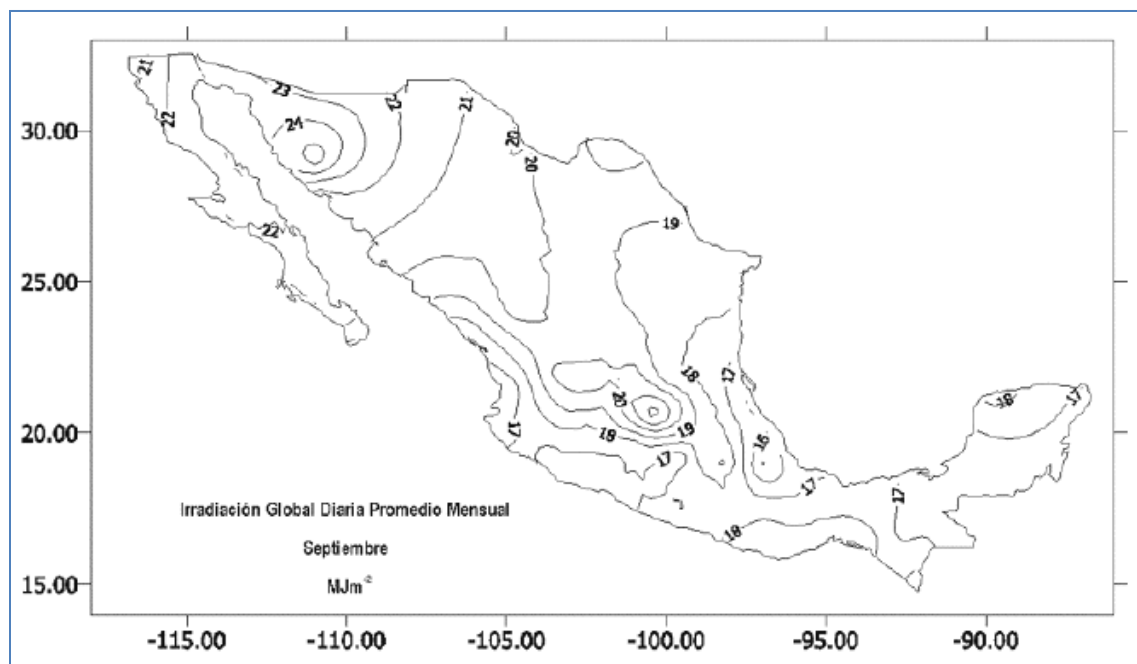


FIGURA 1. 25.- Irradiación global diaria promedio mensual (Octubre); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

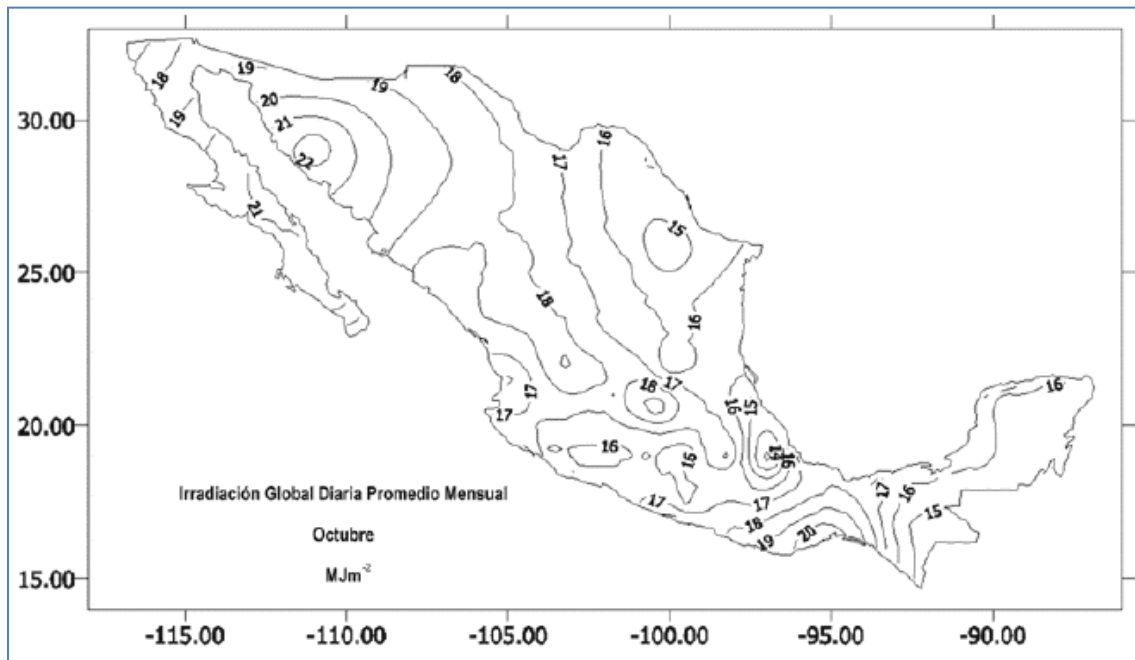


FIGURA 1. 26.- Irradiación global diaria promedio mensual (Noviembre); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.

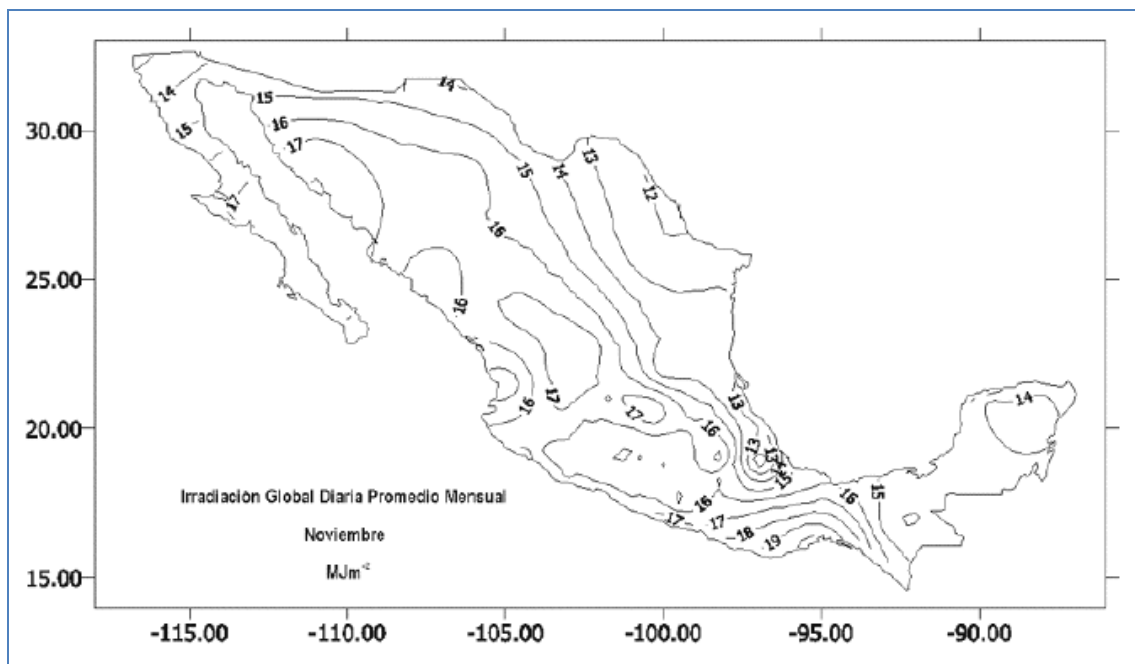
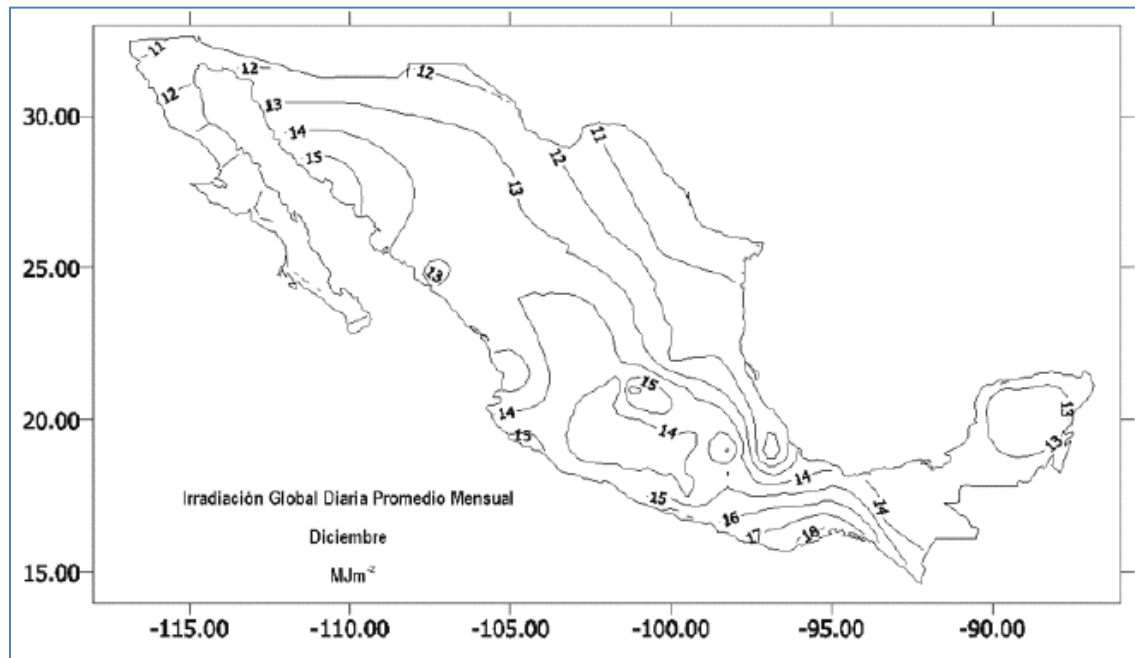


FIGURA 1. 27.- Irradiación global diaria promedio mensual (Diciembre); Fuente: Solartronic S.A. de C.V., 2010.



1.3. Colector solar

1.3.1. Principios de Funcionamiento

Un **colector solar** es un tipo especial de intercambiador térmico que transforma radiación solar en energía térmica utilizable. El aprovechamiento mediante colectores térmicos de la energía solar es la aplicación más inmediata de las tecnologías solares. Se basa en la captación de energía mediante cuerpos expuestos a la radiación, preferentemente de color oscuro con el fin de mejorar la conversión. Usualmente, el dispositivo se utiliza para calentar un fluido que circulando por el colector transfiere energía a un sistema de almacenamiento intermedio para su uso final en el momento de la demanda. Este episodio y en forma global el presente trabajo se centra en colectores de baja temperatura que utilizan líquidos como fluido portador de energía.

El rendimiento, porcentaje de radiación incidente transformando en energía térmica del fluido y la temperatura a la que suministra energía un colector dependen del balance de energía que se produce en el. El rendimiento en el proceso viene limitado por pérdidas de dos tipos: **térmicas y ópticas**. Las pérdidas ópticas son responsables de que solo una parte de la radiación recibida sea absorbida por la placa metálica y consecuentemente transfiere al **fluido calo portador o fluido de trabajo**⁴ comúnmente agua. Las pérdidas térmicas del colector hacia sus alrededores implican que en porcentaje de la energía

⁴ Definíamos al fluido de trabajo o fluido caloportador como el encargado de absorber la energía térmica del colector y transportarla hasta los puntos de uso



absorbida es cedida al entorno del colector y no al fluido hacia el sistema de almacenamiento. El colector como intercambiador tiene unas limitaciones de forma que transforma solo una fracción de la radiación solar recibida en **energía útil**, energía térmica del fluido.

Cabe mencionar que el colector es únicamente un componente del sistema de energía solar térmica. Para obtener agua caliente a partir de energía solar son indispensables también otros elementos: depósitos, bombas, válvulas y tuberías. Por lo que la complejidad del sistema solar térmico es innegable. Su correcto funcionamiento depende de un sabio equilibrio entre la superficie de captación, los caudales empleados, el volumen del depósito de almacenamiento, el sistema de control, y todo ello en función de la irradiación disponible y la temperatura de los consumos.

1.3.2. Conversión en energía solar térmica

La potencia solar incidente en un metro cuadrado de plano perpendicular a los rayos del Sol en un día despejado a nivel del mar puede aproximarse a los 1,000 W. Si toda esta energía fuera absorbida durante una hora por una masa de agua de 50 Kg, el líquido se calentaría 17.2°C por encima de la temperatura inicial. Si la masa a calentar fuera 25 Kg, el incremento se duplicaría. Empleando la misma energía solar para calentar otro fluido, aire en lugar de agua, se obtendría que 50 Kg de aire en una hora incrementen su temperatura en 72°C. A partir de estos sencillos cálculos parece concluirse que en lugares con una irradiación sobre el colector de 4 KWh día⁻¹ se podría calentar 100 L de agua por metro cuadrado desde 20 a prácticamente 55°C. La observación de la conversión de la radiación solar en **energía solar térmica** del fluido dio a lugar, ya en el siglo XIX, a los primeros colectores térmicos comerciales y a las instalaciones de energía solar térmica activa. El primer industrial que fabrico colectores térmicos en serie parece que fue Clarence M. Kemp en 1892 en Maryland (EE.UU.).

1.4. Tipos de colectores solares

La variedad existente de colectores solares es enorme, por lo que en este tema abarcaremos en forma muy general y agrandes rasgos los tipos de colectores solares que actualmente se utilizan en la captación solar.

Los colectores solares se dividen en dos grandes grupos:

- I. **Los Colectores Solares sin concentración:** Los cuales no superan los 70 °C aproximadamente, por lo que son usados en las aplicaciones de la energía solar térmica de baja temperatura. Un ejemplo de la aplicación seria la producción de agua caliente sanitaria.
- II. **Los Colectores Solares de concentración:** Los cuales, haciendo uso de los métodos de concentración de la óptica, son capaces de elevar la temperatura del fluido de trabajo a más de 70 °C. estos se aplican en la energía solar térmica de media y alta temperatura. Podemos encontrar ejemplos de estos en la central solar térmica de Almería (España), en Grenoble (Francia) y en California.

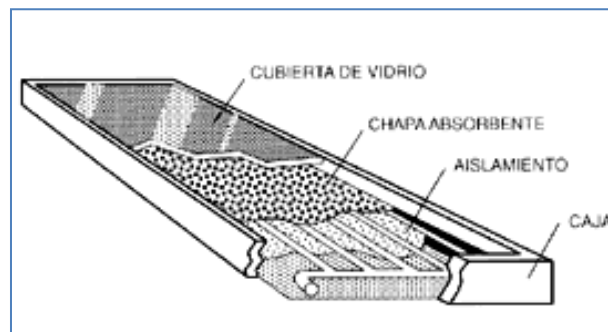
I. Colectores Solares sin concentración

Estos colectores se caracterizan por no poseer métodos de concentración, por lo que la relación entre la superficie del colector (sólido) y la superficie de absorción (sólido) es prácticamente la unidad.

• Colector solar de Placa Plana:

En general un colector de placa plana actúa como un receptor que recoge la energía procedente del Sol y calienta una placa. La energía almacenada en la placa es transferida al fluido de trabajo. Usualmente, estos colectores poseen una cubierta transparente de vidrio o plástico que aprovecha el efecto invernadero, formado por una serie de tubos de cobre, los cuales expuestos al sol absorben la radiación solar y se la transmiten al fluido de trabajo que atraviesa su interior. Su aplicación es la producción de agua caliente sanitaria, climatización de piscinas y calefacción.

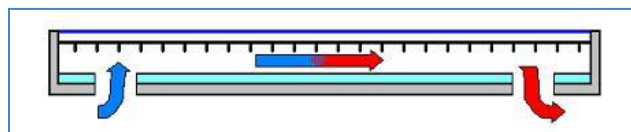
FIGURA 1. 28.- Colector solar de Placa Plana (Fuente: Aden B. Meinel, Marsorie Pettit Meinel, Aplicaciones de la Energía Solar, 1982).



• Colectores de aire:

Son colectores de tipo plano cuya principal característica es tener como fluido caloportador el aire. No tiene una temperatura máxima límite (los procesos convectivos tienen una menor influencia en el aire) y trabajan mejor en condiciones de circulación normal, pero en contraposición poseen una baja capacidad calorífica y el proceso de transferencia de calor entre placa y aire es mala. Su aplicación principal es la calefacción.

FIGURA 1. 29.- Colector de aire (sección transversal); Fuente: ProCOBRE.org/Energía Solar, 2010.

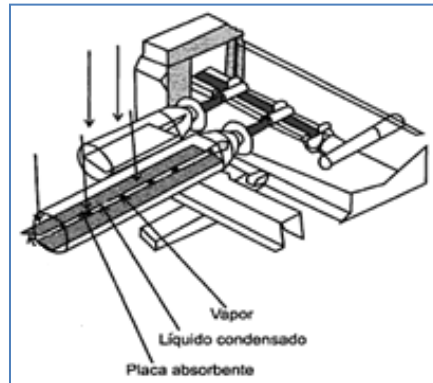


• Colectores de Vacío:

Van dotados de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, aislada del interior del exterior, y en la cual se ha hecho el vacío. Su finalidad es la de reducir las pérdidas por convección. Son

más caros, además de perder el efecto del vacío con el paso del tiempo. Su aplicación principal es la producción de agua caliente sanitaria y climatización de piscinas.

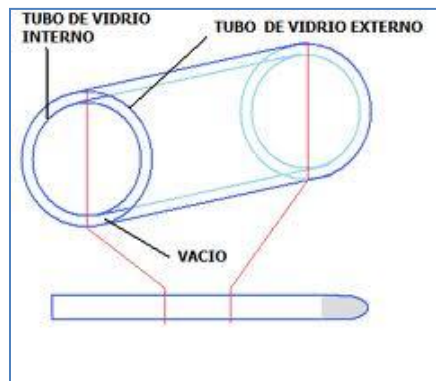
FIGURA 1. 30.- Esquema de un colector de tubos a vacío (Fuente: Aden B. Meinel, Marsorie Pettit Meinel, Aplicaciones de la Energía Solar, 1982).



- **Tubos de calor:**

Poseen una simetría cilíndrica, formados por dos tubos concéntricos; uno exterior de vidrio y uno interior pintado de negro o con pintura selectiva. El fluido de trabajo circula por el tubo del interno. Su aplicación principal es la calefacción.

FIGURA 1. 31.- Colector de tubos de calor (Fuente: Termo Solares, LUXXOL®).

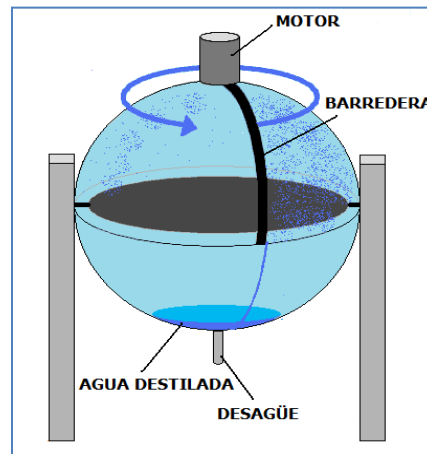


- **Colectores Cónicos o esféricos:**

Su principal característica es que constituyen simultáneamente la unidad de captación y de almacenamiento. Su superficie de captación es cónica o esférica con una cubierta de vidrio de la misma geometría. Con estas geometrías se consigue que la superficie iluminada a lo largo del día, en ausencia de sombra, sea constante. Su instalación es sencilla, pero presentan problemas de **estratificación del agua**⁵ y la superficie útil de captación es pequeña. Su aplicación principal es la producción de agua caliente sanitaria.

⁵ Presencia de capas térmicas en el agua de una extensión volumétrica, ocasionada por la existencia de gradientes de temperatura.

FIGURA 1. 32.- Colector esférico (Fuente: Textos Científicos.com/colectores solares).

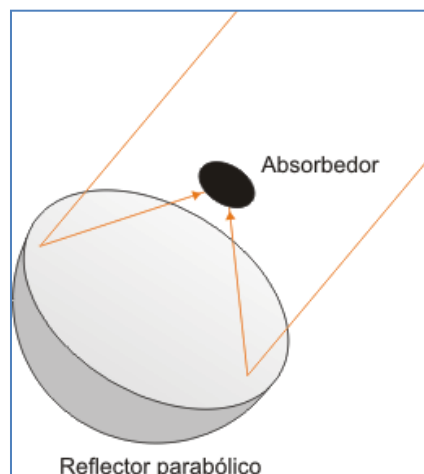


II. Colectores Solares de Concentración:

Usan sistemas especiales con el fin de aumentar la intensidad de la radiación sobre la superficie absorbente y de este modo conseguir altas temperaturas en el fluido caloportador. La principal complicación que presentan es la necesidad de un sistema de seguimiento para conseguir que el colector este permanentemente orientado en dirección al Sol.

- **Concentradores cilíndricos:** Su superficie reflectora es la mitad de un cilindro. Su aplicación principal es la producción de vapor en una central térmica.
- **Concentradores parabólicos:** Su superficie reflectora presenta una geometría de paraboloide de revolución. Su aplicación principal es la producción de vapor en una central térmica.

FIGURA 1. 33.- Colector solar parabólico (Fuente: Textos Científicos.com/colectores solares).



2. Metodología de análisis

2.1. Descripción del sistema

La estructura básica del sistema en que se basó el presente trabajo es muy similar a la de los colectores solares de tubos a vacío que actualmente se encuentran en el mercado (ver [FIGURA 2. 1](#)), Con la única gran diferencia de utilizar aire en lugar de vacío. Esto tiene un fin, y es el de facilitar la construcción de este sistema teniendo en cuenta que esto implica tener pérdidas de calor por convección, pero esto de alguna forma se igualaría al tener una flexibilidad más amplia en la utilización de materiales y las dimensiones que conformarían al sistema, de tal manera que se abatieran los costos de construcción, el cual deberá ser más bajo en comparación al costo del sistema de tubos a vacío, sin que esto represente tener que sacrificar rendimiento operacional. Es por ello que el presente trabajo va enfocado a desarrollar una herramienta de optimización tanto en el aspecto funcional-operacional como en lo económico para este sistema.

FIGURA 2. 1.- Sistema de colección solar de tubos a vacío (Fuente: Budihardjo, 2005. Evacuated Tubular Solar Water Heaters).

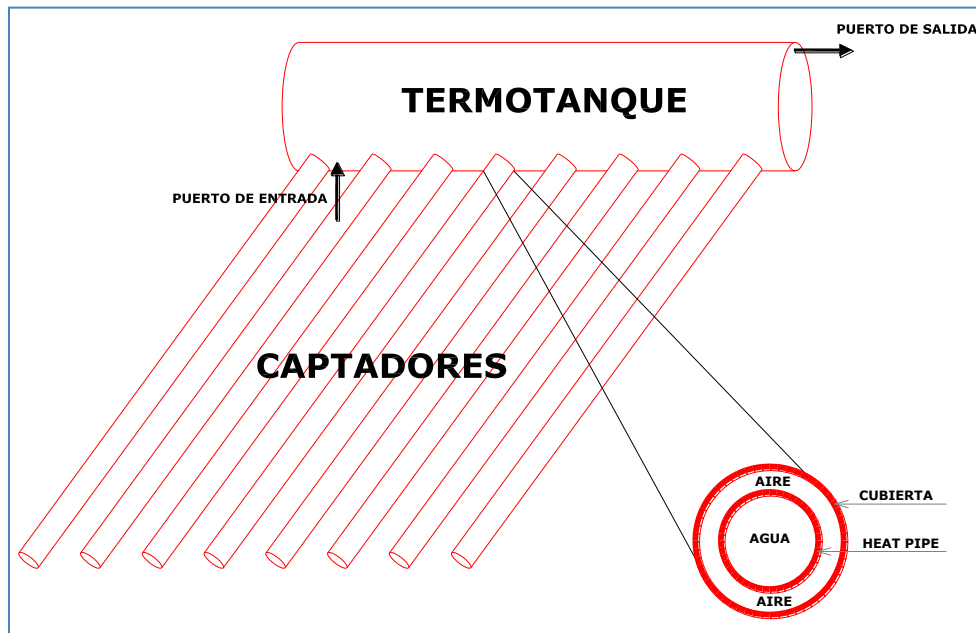


Para entrar en materia a continuación en la siguiente [FIGURA 2. 2](#) se muestra la conformación estructural del sistema en estudio. Al cual se le realizó la modelación y simulación térmica, utilizando "Matlab", con el fin de conocer su comportamiento térmico en estado transitorio (Ver capítulos 3 y 4).

Este sistema propuesto tiene más simples requisitos de construcción por lo que se prevé que sus costos de fabricación sean menores que otros tipos de colectores que actualmente se encuentran en el mercado. La transferencia de calor en este colector es impulsada exclusivamente por circulación natural del agua (fluido de trabajo) a través de los captadores de energía solar quienes elevarán dicha energía hacia el tanque de almacenamiento y se sustituirá por agua fría del tanque de almacenamiento (Termotanque). El rendimiento de este sistema solar estará influenciado por su configuración y las condiciones meteorológicas locales.

CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

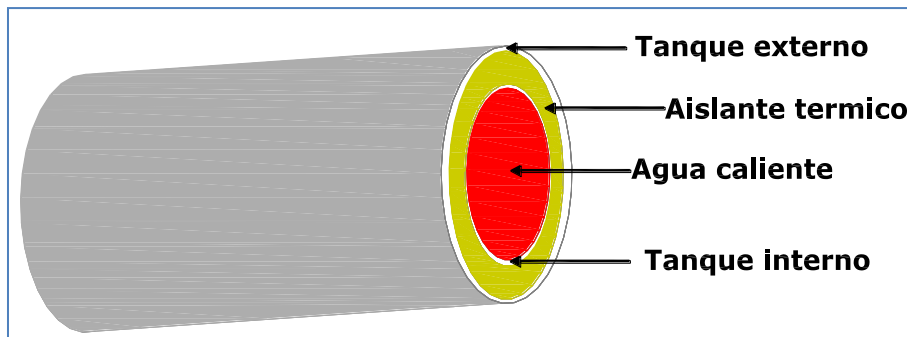
FIGURA 2. 2.- Configuración esquemática del sistema (colector solar), Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.



Como se aprecia en la FIGURA 2. 2 el sistema se conforma básicamente de:

- Termotanque.- Sistema de almacenamiento del fluido de trabajo (agua) el cual está constituido por un tanque interno, un aislante térmico para reducir las pérdidas de calor y un tanque externo el cual sirve de protección.

FIGURA 2. 3.- Configuración básica del Termotanque, Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.

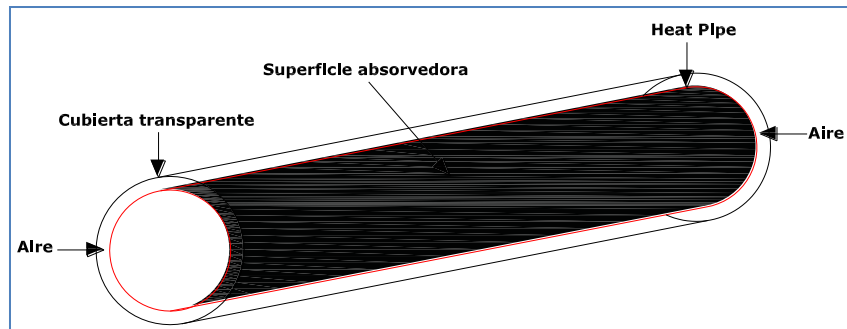


- Captadores solares.- A todos ellos se les nombrara como sistema de captación solar y a uno solo se le nombrara simplemente captador solar o unidad de captación solar. El cual está constituido por; una cubierta de vidrio o cualquier otro material el cual cumpla con las principales características de operación (buena Transmitividad, resistente al intemperie y que genere el

CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

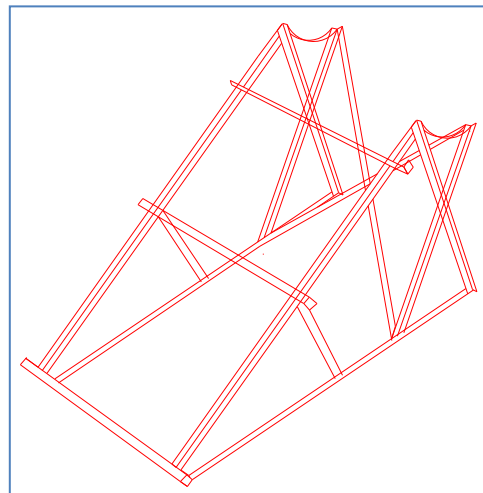
efecto invernadero) y un tubo interno, el cual tendrá la función de absorber radiación solar en su superficie exterior y convertirla en energía térmica para así ser transferida hacia el fluido de trabajo (agua), quien circulara en el interior del tubo por efecto termosifón⁶. A este último se le nombrara tubo caliente o heat pipe (en inglés).

FIGURA 2. 4.- Configuración de una unidad de captación solar (captador solar), Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.



- Estructura de soporte.- Estructura metálica o de cualquier otro material quien soporte el peso del sistema.

FIGURA 2. 5.- Modelo estructural de soporte del sistema de captación solar (opcional), Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.



- Otros.- Se les llama así a aquellos accesorios requerido para conectar el sistema, a la red de abastecimiento de agua caliente y a la red de suministro de agua (fría). Incluyendo también los accesorios de seguridad y mantenimiento (tales como coples válvulas, sellos, etc.).

⁶ Efecto ocasionado por la diferencia de densidades entre el agua caliente y fría, debido a la existencia de un gradiente de temperatura.



2.2. Metodología del análisis técnico

2.2.1. Transferencia de calor por conducción

La **conducción térmica** consiste básicamente en la transferencia de calor por medio de colisiones de los átomos que forman la materia. La conducción térmica aparece cuando la temperatura varía dentro de un sistema material y el flujo de calor trata de establecer el equilibrio térmico, de tal forma que el flujo calorífico va de las zonas de alta temperatura a las más frías.

Si dQ es la cantidad de energía térmica conducida a través de una sección transversal la cual sea perpendicular al flujo en un cierto intervalo de tiempo dt ; el ritmo de producción de energía térmica dQ/dt se denomina corriente térmica o flujo de calor I_Q (W). Experimentalmente se encuentra que la corriente térmica es proporcional al gradiente de temperaturas y a la sección transversal A (m^2).

ECUACIÓN 2. 1.- Ecuación fundamental de transferencia de calor por conducción

$$\frac{dQ}{dt} = -kA \frac{dT}{dx}$$

Donde la constante de proporcionalidad k se denomina **conductividad térmica** ($Wm^{-1}K^{-1}$) y es característica del material de conducción (ver [TABLA 2. 1](#)). Tablas más extensas de propiedades térmicas de los materiales se encuentran en el anexo de este documento.

TABLA 2. 1.- Conductividades térmicas ($Wm^{-1}K^{-1}$); Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005.

Sólidos		Gases	
Aluminio	240	Aire	0.025
Cobre	400	Amoniaco	0.023
Diamante	990	Dióxido de Carbono	0.016
Oro	320	Cloro	0.008
Hierro	80	Helio	0.147
Plomo	35	Hidrogeno	0.182
Platino	72	Metano	0.033
Silicio	150	Nitrógeno	0.025
Plata	430	Oxigeno	0.026
Acero	30	Vapor de agua	0.017
Hielo	1.7	Líquidos	
Arenisca	4	Mercurio	8.3
Mármol	2-3	Agua (15° C)	0.59
Hormigón	0.9-1.3	Agua (60° C)	0.66
Vidrio	0.7-0.9	Alcohol etílico	0.17



Materiales de aislamiento			
Material	Conductividad térmica ($Wm^{-1}K^{-1}$)	Temperatura limite ($^{\circ}C$)	Resistencia a la humedad
Poliestireno moldeado	0.035-0.045	80	Impermeable
Poliestireno extruido	0.030-0.035	80	Impermeable
Fibras minerales	0.050	150	Reducida
Espuma de policloruro de vinilo	0.030-0.031	70	Impermeable
Espuma de poliuretano	0.029-0.030	100	Impermeable
Corcho prensado	0.052	110	Reducida

2.2.2. Transferencia de calor por convección

El mecanismo de la convección es un fenómeno de descripción muy complicado dentro de la dinámica de fluidos. De todas formas, en algunas aplicaciones prácticas se puede simplificar en la forma:

ECUACIÓN 2. 2.- Ecuación fundamental de transferencia de calor por convección

$$\frac{dQ}{dt} = h_{conv}A(T_0 - T_f)$$

Donde h_{conv} es el **coeficiente de transferencia de energía por convección** ($Wm^{-2}K^{-1}$) que depende fuertemente de la forma, rugosidad y posición de la superficie así como de las características del flujo del fluido, T_0 es la temperatura de la superficie ($^{\circ}C$) y T_f la temperatura media del fluido ($^{\circ}C$).

Dependiendo de las características del flujo la convección puede ser *libre* o *forzada*. En general, cuando el flujo pasa de laminar a turbulento aumenta de forma importante el coeficiente de convección y por lo tanto el intercambio térmico. La forma más sencilla de caracterizar h_{conv} es experimentalmente o mediante el uso de tres números adimensionales; el número de **Nusselt** (Nu), el número de **Rayleigh** (Ra) y el número de **Prandtl** (Pr) que se utiliza para caracterizar el intercambio térmico entre un fluido y un cuerpo sólido en contacto con él.

El número de **Nusselt** se define como el cociente entre el calor transmitido por convección y el transmitido por conducción:

ECUACIÓN 2. 3.- Número de Nusselt

$$Nu = \frac{h_{conv}L}{k}$$

Donde L es la longitud característica del sistema (m)



El número de Rayleigh (Ra) está dado por:

ECUACIÓN 2. 4.- Número de Rayleigh

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\kappa\nu}$$

Donde g es la constante gravitatoria (ms^{-2}), β' es el coeficiente de expansión volumétrica (m^{-3}), ΔT la diferencia de **temperaturas entre superficies**, ν es la viscosidad cinemática (m^2s^{-1}). Y κ la difusividad térmica (m^2s^{-1}).

El número de Prandtl (Pr) se define:

ECUACIÓN 2. 5.- Número de Prandtl

$$Pr = \frac{\nu}{k}$$

El **coeficiente de expansión volumétrica** se define:

ECUACIÓN 2. 6.- Coeficiente de expansión volumétrica

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\delta V}{\delta T} \right)_p = \frac{1}{V_F} \frac{V - V_F}{T - T_F}$$

Donde V es el volumen inicial y V_F el final, de la misma manera para la temperatura (Temperatura inicial T y final T_F).

Para un gas ideal, $\beta = 1/T(^{\circ}K)$

El **número de Nusselt** se puede obtener a partir de las características de la superficie disipadora y del tipo de flujo del fluido. Los tres casos más interesantes de fenómenos convectivos que afectan el rendimiento para el colector son:

- A. Convección natural entre tubos concéntricos
- B. Flujos en el interior de conducciones

Otro numero adimensional importante en hidrodinámica es el **numero de Reynolds** (Re) que está relacionado con las características laminar y turbulenta de los fluidos.

ECUACIÓN 2. 7.- Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

Siendo ρ la densidad del fluido (Kg m^{-3}), v la velocidad del fluido (m s^{-1}), d diámetro de la conducción (m) y μ la viscosidad dinámica ($\text{Kg s}^{-2}\text{m}^{-3}$).

La complejidad de la mayoría de los casos en los que interviene la transferencia de calor por convección, hace imposible un análisis exacto, teniéndose que recurrir a correlaciones de datos experimentales; para una situación particular pueden existir diversas correlaciones procedentes de distintos grupos de investigación; además, con el paso del tiempo, determinadas correlaciones antiguas se pueden sustituir por otras más modernas y exactas, de forma que al final, los coeficientes de transferencia de calor calculados a partir de correlaciones distintas no son iguales, y pueden diferir, en general, en más de un 20%, aunque en circunstancias complicadas las discrepancias pueden ser mayores.

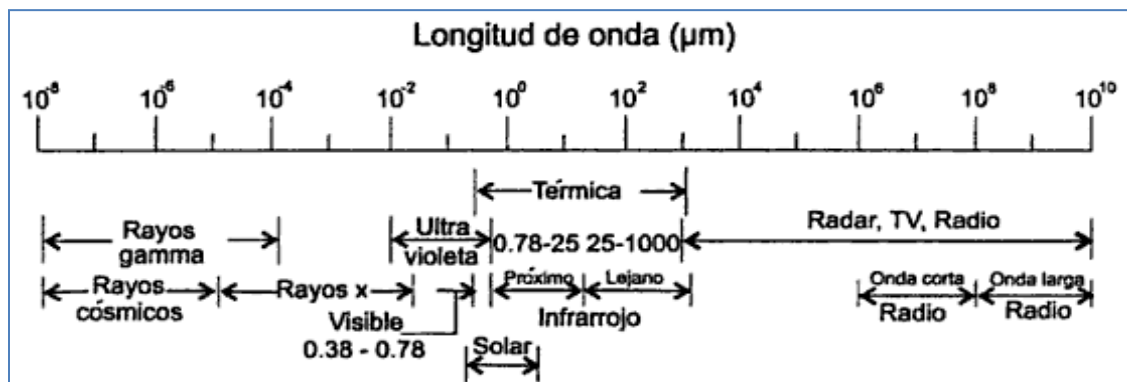
En la convección natural, el fluido próximo a la pared se mueve bajo la influencia de fuerzas de empuje originadas por la acción conjunta de los cambios en su densidad y el campo gravitatorio terrestre. Para el caso preciso de nuestro estudio se utilizaron correlaciones que de alguna manera describen al sistema utilizado en el presente trabajo. Sin embargo cabe aclarar que el estudio referente al tema lleva de 10 a 20 años de existencia gracias trabajos continuos de diferentes autores e incorporándose a ellos nuevos integrantes, pero aun así la información sigue siendo escasa. Más adelante se detallara las ecuaciones utilizadas las cuales forman parte del modelo matemático implementado.

2.2.3. Transferencia de calor por radiación

Es el mecanismo de transporte de energía mediante radiación electromagnética emitida por un cuerpo en virtud de su temperatura y a expensas de su energía interna. La radiación térmica es de la misma naturaleza que la luz visible, los rayos X y las ondas de radio y solo se diferencia de estas en la longitud de onda y la fuente de generación. La FIGURA 2. 6 muestra la distribución de las radiaciones según el espectro electromagnético.

La transferencia de calor por conducción y convección requiere la presencia de un gradiente de temperatura en alguna forma de materia. Por el contrario, la transferencia de calor por radiación térmica no requiere de un medio material, por lo que el calor también se puede transferir en el vacío.

FIGURA 2. 6.-Espectro de radiación electromagnética (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



La distribución espectral de la energía emitida por unidad de longitud de onda (**FIGURA 2. 7**) está gobernada por la ecuación de *Planck* que depende de la constante de Planck h_p ($6.6256 \cdot 10^{-34}$ Js), la **constante de Boltzmann** K_b ($1.380658 \cdot 10^{-26}$ JK⁻¹) y la velocidad de la luz c ($2.997924 \cdot 10^8$ m s⁻¹):

ECUACIÓN 2. 8.- Ecuación de *Planck*

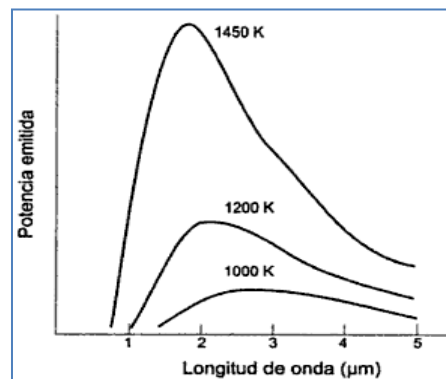
$$E(\lambda, T) = \frac{2\pi h_p c^2 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{h_p c}{K_b T}\right) - 1}$$

El cálculo de la radiación térmica está basado en la **ley de Stefan-Boltzmann**, que relaciona el flujo de energía emitido por un radiador cualquiera con la cuarta potencia de la temperatura absoluta. Integrando la ecuación de Planck para todas las longitudes de onda resulta:

ECUACIÓN 2. 9.- Ley de Stefan-Boltzmann

$$\frac{E}{A} = \varepsilon \sigma T^4$$

FIGURA 2. 7.-Espectros de emisión de un cuerpo negro a diferentes temperaturas (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005)



Radiación celeste

Para predecir el funcionamiento de un colector solar es necesario evaluar la radiación intercambiada entre la superficie del colector y el cielo. El cielo puede ser considerado como un cuerpo negro a una temperatura equivalente T_{cielo} de tal forma que la radiación neta entre una superficie plana horizontal de emisividad ε y Temperatura T_s y el cielo es:

ECUACIÓN 2. 10.- Radiación neta entre una superficie y el cielo

$$E = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{\text{cielo}}^4)$$



La temperatura equivalente del cielo está influenciada por el estado de la atmosfera y no tiene un valor uniforme. La atmosfera es esencialmente transparente en la zona de longitudes de onda de 10 a 12 μm pero fuera de esta banda, conocida como ventana atmosférica, existen amplias bandas de absorción que también afectan a ese valor. A pesar de estos factores es posible utilizar una expresión aproximada para los cálculos de un colector debido a que su dependencia es pequeña. Verdal y Martin (1984) relacionan empíricamente la temperatura efectiva del cielo con la temperatura de rocío (T_{rocio}) la temperatura ambiente (T_a) y la hora a partir de la media noche (t) mediante la siguiente expresión:

ECUACIÓN 2. 11.- Temperatura del cielo

$$T_{cielo} = T_a [0.711 + 0.0056(T_{rocio} - 273) + 0.000073(T_{rocio} - 273)^2 + 0.013 \cos(15t)^{1/4}]$$

Donde todas las temperaturas están en Kelvin.

2.2.4. Efecto invernadero

Si se tiene un colector por el que no circula fluido su temperatura aumenta hasta alcanzar la temperatura de equilibrio o de estancamiento. A la temperatura de equilibrio las ganancias en radiación solar del colector equilibran las pérdidas energéticas hacia el entorno y se obtiene la temperatura máxima que puede alcanzar el dispositivo. Cuando es refrigerado el colector por la circulación natural del fluido por su interior (efecto termosifón), se extrae la energía útil del colector. En un colector sin cubierta se comprueba fácilmente que debido a las importantes pérdidas **radiativas** la temperatura de equilibrio queda muy por debajo de los 100 °C mientras que los colectores comerciales sencillos pueden alcanzar en equilibrio una temperatura alrededor de los 100 °C. La reducción muy importante, de pérdidas en un colector utilizando una cubierta transparente se debe a que ésta disminuye las pérdidas por convección pero principalmente se debe a la influencia sobre los términos **radiativos** explicada por el fenómeno conocido como **efecto invernadero**. Muy popular en el caso de la influencia de la atmosfera sobre la temperatura media del planeta pero igualmente aplicable para un colector térmico.

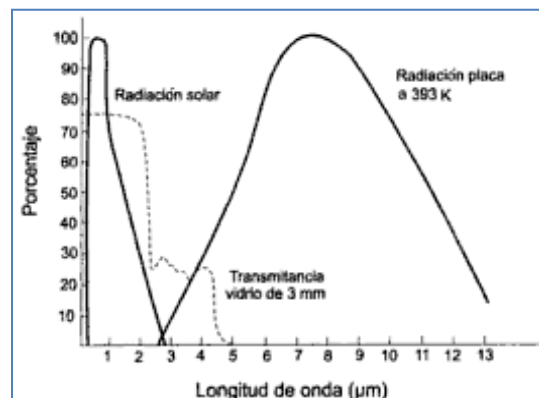
En la **FIGURA 2. 8** se observa las graficas de energía radiativa procedente del Sol y energía emitida por una placa a 393 K. Estas se superponen con el espectro de transmisión de cubierta de vidrio correspondiente a las mismas longitudes de onda. El vidrio tiene una ventana de transmisión en lo visible y en el infrarrojo cercano muy coincidente con la banda de emisión de la luz solar entre 0.25 μm y 2.5 μm . En cambio la transmisión correspondiente a la banda de emisión del cuerpo a 393 K (desde 4 μm a 12 μm) en el infrarrojo térmico, es prácticamente cero. Esto significa que aproximadamente el 80% de la radiación solar incidente en el colector es captada por la placa absorbente mientras para la energía emitida por la superficie captadora, la cubierta es completamente opaca.

Un análisis más detallado de la realidad del proceso muestra que realmente lo que sucede es que gran parte de la radiación emitida por el cuerpo a 393 K es captada por la cubierta de vidrio aumentando de esta forma su temperatura. En consecuencia, el vidrio radia energía por sus dos caras y la superficie

absorbente recibe junto a la radiación solar la correspondiente a la mitad de la emisión del vidrio. La otra mitad de la energía radiada por el vidrio se pierde en el espacio exterior del colector térmico. Este intercambio de radiación permite el incremento de la temperatura media en el interior del colector y es conocido como efecto invernadero. El fenómeno es popularmente conocido pues sucede de forma análoga a escala planetaria donde la atmosfera del planeta juega el papel del vidrio en el colector, incrementando la temperatura media del planeta.

La opacidad del vidrio a la radiación infrarroja cercana viene determinada fundamentalmente por el contenido de hierro del material. El oxido de hierro es un aditivo usual en la fabricación de vidrio que se utiliza debido a su buena temperatura de fusión. Actualmente los fabricantes de colectores térmicos utilizan en sus productos vidrio con bajo contenido en hierro (vidrio extraclaro) para aumentar la transmisión y templado, que le otorga además un buen comportamiento mecánico bajo el efecto de granizadas. En algunas aplicaciones se utiliza a modo de protección contra los rayos ultra violeta, vidrio que contiene oxido de cerio que permite reducir los efectos nocivos de la radiación ultravioleta sobre gran parte de los materiales.

FIGURA 2. 8.- Espectro de emisión normalizado para el sol y un cuerpo negro a 393 K y Transmisividad espectral del vidrio (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



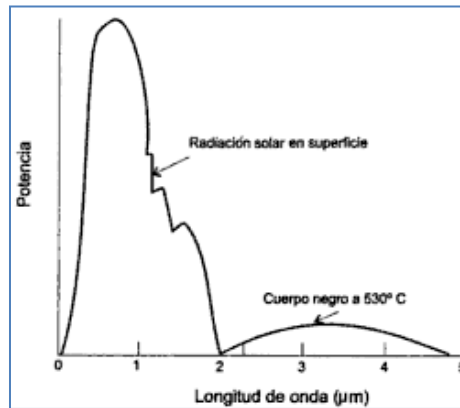
2.2.5. Superficies selectivas

Una de las formas bien estudiadas de disminución de las pérdidas térmicas de un colector y con ello de incremento de su rendimiento es el trabajo con **superficies selectivas**. Desde el punto de vista radiativo el balance energético de un cuerpo expuesto al Sol puede ser analizado con ayuda de la FIGURA 2. 9 donde se muestra el espectro de la radiación procedente del Sol y el de la radiación térmica emitida por un cuerpo a una temperatura de 530°C. Se observa el corrimiento del máximo alrededor de 0.55 µm, en función de la emisividad de su superficie para estas longitudes de onda. El cuerpo a medida que absorbe energía térmica aumenta su temperatura de tal forma que emite en una banda espectral diferente en función de la emisividad en esas longitudes de onda. El cuerpo llegará a una temperatura de equilibrio en el momento en que la energía absorbida sea igual a la pérdida por los diferentes mecanismos de

CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

transmisión descritos en los párrafos anteriores y que, en el apartado de energía de radiación corresponderá a una banda de frecuencias diferentes a la de la radiación solar incidente. En esta diferencia entre las frecuencias diferentes a la radiación solar incidente. En esta diferencia entre las frecuencias de absorción y emisión radica el beneficio del efecto denominado absorción selectiva.

FIGURA 2. 9.- Comparación entre el espectro solar en superficie y el espectro de emisión de un cuerpo negro a una temperatura de 530°C (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



El 95% de la energía del espectro solar a nivel del mar está inscrita en la región de 0.3-22µm. Para temperaturas inferiores a 600 K el 99% de la energía radiante está en la banda con longitudes de onda superiores a las 2µm. Esto implica que para una captación efectiva de la energía solar un captador debe absorber fuertemente en las longitudes de onda inferiores a las 2µm mientras que debe tener una baja emisión para longitudes de onda superiores a este valor.

Si se pudiera fabricar un material que tuviera estas características se podría hablar de una trampa energética solar; un material capaz de capturar la energía por absorción y evitar o minimizar las pérdidas por radiación térmica. Un material con alta absorción en la banda solar y baja emisividad para la banda térmica se denomina absorbente selectivo. La selectividad en este sentido que se aplica en el campo de la energía solar se refiere pues a la variación de la absorción y la emisión en las regiones de 0.3µm-2µm y 2µm-20µm.

Los mecanismos de absorción de la radiación electromagnética son:

- Absorción molecular dipolar en la región de las microondas.
- Absorción iónica en la región del infrarrojo.
- Absorción electrónica y la inter-banda en la banda visible y el ultravioleta.

CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

En la **FIGURA 2. 10** se presenta el perfil de absorción de un convertidor **fototérmico** prácticamente ideal. No existe en la naturaleza un material con un perfil de absorción o reflexión próximo al de esta figura por lo que estos materiales habrán de ser fabricados expresamente para realizar esta función.

Las superficies selectivas se pueden conseguir mediante el uso mínimo de dos materiales que tendrían emisiones diferentes. A partir de estos materiales pueden utilizarse dos configuraciones básicas diferentes (**FIGURA 2. 11**) para conseguir el fin propuesto.

FIGURA 2. 10.- Superficie selectiva con un salto en Reflectividad en $2\mu\text{m}$ (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

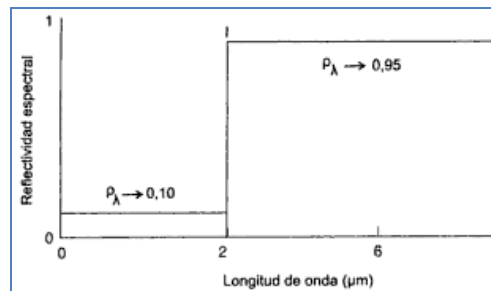
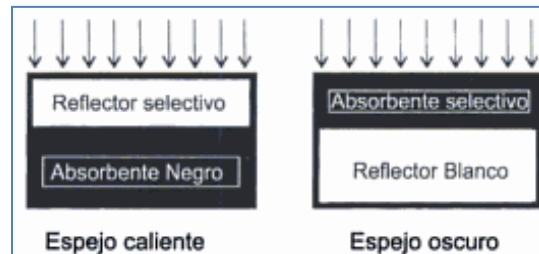


FIGURA 2. 11.- Configuraciones selectivas. Espejo caliente y espejo oscuro (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



Cuando el reflector es el primero en interceptar la radiación solar, la configuración se denomina “espejo caliente”, mientras que cuando es el absorbente el primero que intercepta, este se le denomina “espejo oscuro”. En los espejos calientes se coloca una capa reflejante selectiva sobre un absorbente negro. El término selectivo para el reflector significa que esta refleja únicamente la radiación térmica infrarroja, mientras que es transparente en el rango solar, por lo que esta componente atraviesa el reflector siendo adsorbida por la capa negra subyacente. En los espejos oscuros, el absorbente selectivo (absorbe únicamente en el rango solar, siendo transparente al infrarrojo térmico) está situado sobre un reflector blanco, con lo que se suprime la emisión térmica del conjunto. Conceptualmente, la forma más simple de producir un espejo oscuro es formar una cubierta uniforme absorbente sobre una superficie especular. El espesor de esta cubierta queda condicionado por el hecho de la misma debe adsorber fuertemente la radiación de longitud de onda hasta $2.5 \mu\text{m}$.



CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

Un buen absorbente solar debe verificar las siguientes características: elevada absorción en el rango del espectro de emisión solar, baja absorción en la zona térmica y bajo índice de refracción con el objeto de disminuir al máximo la **Reflectividad**. Los semiconductores que tengan su banda fundamental de absorción localizada en el rango espectral correspondiente a la radiación solar son los materiales que mejor se ajustan a estas características, por lo que son los candidatos idóneos para desempeñar el papel de absorbentes en el tándem absorbente-reflector. Los materiales son en principio similares a los semiconductores. Su principal distintivo es su elevada densidad de electrones libres da lugar a valores muy elevados de Reflectividad en el infrarrojo, por lo que ambas frecuencias casi toda la energía incidente sobre la superficie del metal se encuentra en el infrarrojo reflejado. Desde este punto de vista los metales resultan casi totalmente reflectantes, es decir, nada absorbentes. El coeficiente de absorción de estos materiales es del orden de 10^5 cm^{-1} , lo cual indica que los vectores de campo electromagnético se atenúan rápidamente en el metal. La radiación penetra solamente una región muy estrecha en las proximidades de la superficie de las muestras, por lo que la calidad de la superficie de la capa es de máxima importancia. Este razonamiento indica que los metales altamente pulidos deben de desempeñar el papel de componente reflectora más adecuada para el tándem.

Una de las formas sencillas para obtener una superficie selectiva es utilizar cobre con su superficie oxidada al aire (cobre envejecido); así se obtiene valores de absorción suficientemente buenos para según qué aplicación, de 0.85 y emisividad de 0.17.

TABLA 2. 2.- Superficies selectivas y sus características (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

Recubrimientos	Absortividad	Emisividad	Cociente	Marca
Negro de humo	0.99	0.99	1.0	
Material galvanizado	0.66	0.13	5.0	
Hormigón oscuro	0.65-0.80	0.85-0.95	0.8	
Material galvanizado viejo	0.80	0.28	2.90	
Cromo negro	0.87	0.09	9.70	
Anodizado negro	0.88	0.88	1.00	
Acero con oxido de níquel	0.92	0.08	11.00	
Cobre o aluminio + CuO	0.80-0.93	0.09-0.21	3.37	
Oxido de cobre sobre aluminio	0.93	0.11	8.45	
Negro de cobre sobre cobre	0.89	0.17	5.23	
Negro de cromo sobre níquel	0.93	0.16	5.81	
Cobre NaClO3 NaOH	0.87	0.13	6.69	
Oxido de titanio	0.95	0.07	13.0	Tinox
Cermets				
SS-C	0.92	0.05	18.4	
Mo-Al2O3	0.95	0.032	30.0	



Pinturas SOLKOTE	0.88-0.94	0.28-0.49	2.36	Sollote HI/SORB-II
SOLCKROME	0.94-0.98	0.10-0.14	8.0	Solchronte
SOLARECT	0.90-0.92	0.20-0.3	3.64	Helios

Otras formas es utilizar acero con contenido en níquel (casi todos los aceros inoxidable lo tienen) y oxidar el níquel sometiendo el acero a las altas temperaturas de llama de oxiacetileno. El producto resultante tiene la característica tonalidad azulada parecida a la de las células solares fotovoltaicas.

Pinturas selectivas

Existen varias empresas que comercializan las denominadas **pinturas solares** que son recubrimientos que contienen mezclados pigmentos absorbentes con algún aglutinante resistente a la radiación solar, de tal forma que depositada una capa delgada de grueso controlado sobre una superficie metálica brillante se consiguen valores de emisividad relativamente buenas para la simplicidad de la aplicación

TABLA 2. 2.

Cérmets

Entre todos los materiales selectivos, los compuestos formados por deposición de sucesivas capas metal-dieléctrico son conocidos como cérmets y son de especial interés debido a su buen carácter selectivo y a su estabilidad a relativamente altas temperaturas. Algunos de los recubrimientos selectivos más populares son el negro de cromo electrodepositado y aluminio anodizado y pigmentado con negro de níquel. El precio de producción de estos dos recubrimientos es bajo pero en contrapartida su emisividad es alta.

2.2.6. Transmisividad de la cubierta

La cubierta del colector es un medio parcialmente transparente de forma que absorbe parte de la Irradiancia solar incidente (TABLA 2. 3). La ley de Bouguer relaciona la transmisión del medio con el grosor y el coeficiente de extinción:

ECUACIÓN 2. 12.- Ley de Bouguer

$$\tau = \frac{I_s}{I_0} = \exp\left[-\frac{K_0 \Delta x}{\cos(i)}\right]$$

Donde τ es la **Transmisividad**, i es el ángulo de incidencia ($^\circ$), I_s irradiancias (Wm^{-2}), K_0 el coeficiente de extinción (m^{-1}) y Δx el grosor del vidrio (m).



TABLA 2. 3.-Transmisividad de materiales empleados en las cubiertas (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

Material	Espesor (mm)	T _{max} (°C)	τ
Vidrio	4	210	0.90
Vidrio templado	4	290	0.90
Metimetacrilato (plexiglás)	3	90	0.89
Policarbonato (Iaxion)	3	125	0.81
Polivinilo Fluorado (leotar)	0.10	110	0.85
Politetrafluoretileno	0.06	210	0.85
Polietileno	0.05	65	0.90

Las pérdidas ópticas en el vidrio se deben tanto a la absorción como a la reflexión en sus superficies. Ya se han descrito que el vidrio que se utiliza en colectores solares como cubierta absorbe una pequeña fracción de la energía solar debido a su bajo contenido en Fe₂O₃. Por otra parte, la Reflectividad de la cubierta de vidrio se puede modificar mejorando la transmisión de este. Si se deposita sobre el vidrio una película de espesor $\lambda/4$ y con índice de refracción entre el del aire y el del vidrio, $1 < n < 1.526$; la luz reflejada en las caras exterior e interior de la película se anula al tener una diferencia de fase de n y la transmisión aumenta con relación al mismo material sin recubrimiento. Como la radiación solar cubre un amplio rango de longitudes de onda, además de todo tipo de interferencias, el tratamiento de las superficies influye en el índice de refracción. Obteniéndose incrementos de la transmisión del vidrio de 0,92 a 0.96, que significa una mejora relativa importante en el rendimiento del colector.

Existen colectores con cubiertas de policarbonato u otros *materiales aislantes transparentes* (TIM) avanzados. El término aislante transparente se emplea para englobar materiales con una transmisión de la radiación solar próxima a la de los acristalamientos convencionales y un coeficiente de pérdidas térmicas, comparable al de los materiales opacos. La **TABLA 2. 4** muestra valores típicos de Transmisividad y coeficientes de transferencia térmica de acristalamiento estándar y algunos TIM típicos (Schweiger 1997).

Los TIM se clasifican según su estructura en cuatro grupos (Wittwer y Platzer, 1991):

- Absorbentes paralelos formados por múltiples capas de hojas de vidrio o láminas de plástico.
- Absorbentes perpendiculares, estructuras en forma de panel de abeja de materiales o tubos de vidrio.
- Estructuras de cavidades en materiales plásticos tipo espuma.
- Estructuras casi homogéneas, tipo las de fibra de vidrio o los aerogeles.

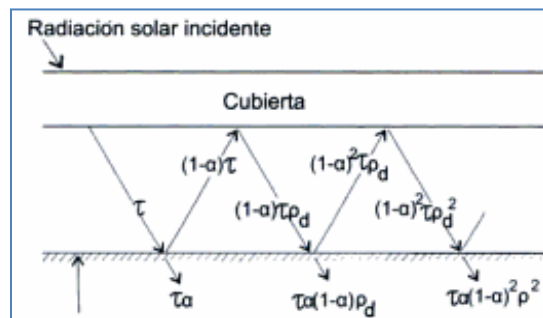
TABLA 2. 4.-Propiedades térmicas y ópticas de diferentes cubiertas (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

Cubiertas	Transmisividad	Coefficiente de pérdidas (Wm-2K)
Vidrios múltiples	1 cubierta	5.8
	2 cubiertas	2.9
	3 cubiertas	2.0
Vidrios múltiples con Recubrimiento selectivo	2 cubiertas	1.8
	3 cubiertas	1.1
Panel de policarbonato	5 cm	1.6
	10 cm	1.1
	15 cm	0.8

El producto Transmisividad-Absortividad

La cantidad de energía absorbida por la placa captadora se obtiene como el producto de la radiación incidente, el factor de Transmisividad de la cubierta τ y el factor de adsorción de la superficie de la superficie captadora α . La FIGURA 2. 12 ilustra el fenómeno. Del total de radiación incidente, el tubo absorbe la fracción $\tau (1-\alpha)$ hacia la cubierta. Parte de esta radiación ya difusa incidente en la cubierta es de nuevo reflejada hacia la superficie captadora. Se produce un conjunto de reflexiones y absorciones en el sistema placa-cubierta. El valor definitivo de la radiación absorbido varía alrededor de 1% respecto a la absorbida en la primera incidencia directa. Por ello el valor final ($\tau\alpha$) se puede corregir un 1% respecto al producto de estas dos propiedades ópticas, Transmisividad de la cubierta y absortividad del tubo.

FIGURA 2. 12.- Transmision y absorcion en la seccion longitudinal de un colector con una cubierta (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).



Los parámetros ópticos τ y α , así como su producto $\tau\alpha$ dependen de los materiales y del ángulo de incidencia de la radiación solar. Klein (1979) desarrollo la relación para $\tau\alpha/(\tau\alpha)_0$ en función del ángulo de incidencia para cubiertas de vidrio que puede ser extendido a cualquier tipo de cubierta con índice similar (FIGURA 2. 13). Para el caso específico de cilindros concéntricos (cubierta y tubo) además de la anterior relación entre $\tau\alpha/(\tau\alpha)_n$ la cual es longitudinal respecto al tubo, a esto se debe también

CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

incorporar la relación transversal, para el caso se tiene la siguiente relación $\tau\alpha/(\tau\alpha)_n$ transversal con respecto al ángulo de incidencia (ver FIGURA 2. 14) la cual de igual forma que la longitudinal, su uso se podrá extender a cualquier tipo de cubierta con índice similar.

FIGURA 2. 13.-Dependencia angular del cociente $\tau\alpha/(\tau\alpha)_n$ (Longitudinal), para un absorbente para diferentes cubiertas de vidrio. Las otras junto a las curvas indican el número de cubiertas (Fuente: Ibáñez Plana, Tecnología Solar, 2005).

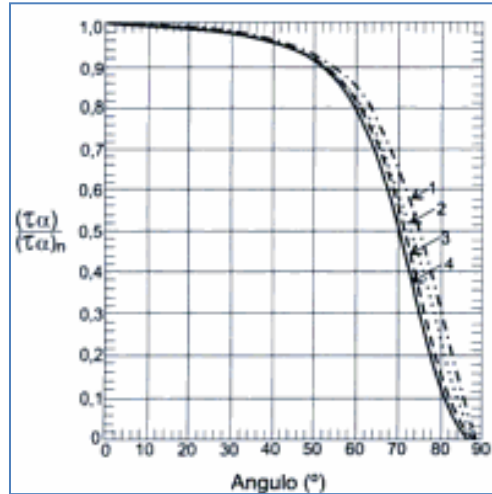
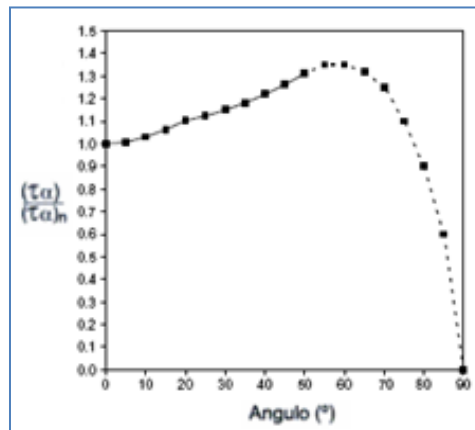


FIGURA 2. 14.- Dependencia angular del cociente $\tau\alpha/(\tau\alpha)_n$ (Transversal), para el caso específico de cilindros concéntricos, cubierta-tubo (Fuente: Budihardjo, G.L. Morrison, 2008. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters).



Este efecto es característico de cada colector y por ello es uno de los parámetros estudiados en los laboratorios de ensayo. Para uso común se ha definido el cociente $\tau\alpha/(\tau\alpha)_n$ como modificador del ángulo de incidencia asignándole el símbolo K_i . Para el caso del ángulo modificador longitudinal este será K_{iL} y K_{iT}



para el ángulo modificador transversal. Para ambos casos la relación entre K_i y el ángulo de incidencia se puede asumir lineal para ángulos inferiores a 60 y entonces es útil la expresión:

ECUACIÓN 2. 13.- Ángulo modificador

$$K_i = 1 + b_0 \left[\frac{1}{\cos(i)} - 1 \right]$$

Donde b_0 constante característica del colector, es el coeficiente del modificador del ángulo de incidencia. El valor de b_0 habitualmente negativo, es una propiedad importante de las características ópticas del colector.

El ángulo modificador total (K_{iTot}) es el producto del ángulo modificador longitudinal y el transversal.

ECUACIÓN 2. 14.- Ángulo modificador total

$$K_{iTot} = K_{iL} \cdot K_{iT}$$

2.2.7. Efecto termosifón

Se le nombra así al flujo natural (o no forzado), dado a la manera que se inicia el movimiento del mismo debido al efecto de flotación, el cual se manifiesta como la subida del fluido más caliente (y, por tanto más ligero) y la caída del más frío (y, por lo tanto, más denso). Este efecto termosifón es de uso común para remplazar a las bombas en los sistemas de calentamiento solar del agua, colocando el tanque de almacenamiento de agua caliente lo suficientemente arriba de los captadores solares. Su análisis termodinámico es el siguiente.

ECUACIÓN 2. 15.- Efecto termosifón

$$\rho_{caliente} < \rho_{fría} \text{ y } h_{caliente} = h_{fría} + dh$$

velocidad de flujo

$$F = ma = \rho \cdot dh \cdot A \cdot g$$

$$m = 2A \cdot h \cdot \rho \quad \text{y} \quad a = g \cdot \frac{dh}{2h}$$

$$v_{flujo}^2 = 2a \cdot dh = g \cdot \frac{dh^2}{h}$$

$$\text{si,} \quad dh = h \cdot \kappa \cdot dT$$

$$\therefore v_{flujo} = \kappa \cdot dT \sqrt{g \cdot h} = \kappa \cdot \Delta T \sqrt{g \cdot h}$$

CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

Donde:

$\rho_{caliente}$: Densidad del agua caliente, [Kg/m³].

ρ_{fria} : Densidad del agua fría, [Kg/m³].

$h_{caliente}$: Altura alcanzada por el agua al sufrir un calentamiento, [m].

h_{fria} : Altura de la columna de agua antes sufrir un calentamiento, [m].

dh : Aumento diferencial en la altura, [m].

F : Fuerza del flujo convectivo, [Kgm/s²]

m : Masa del agua, [Kg].

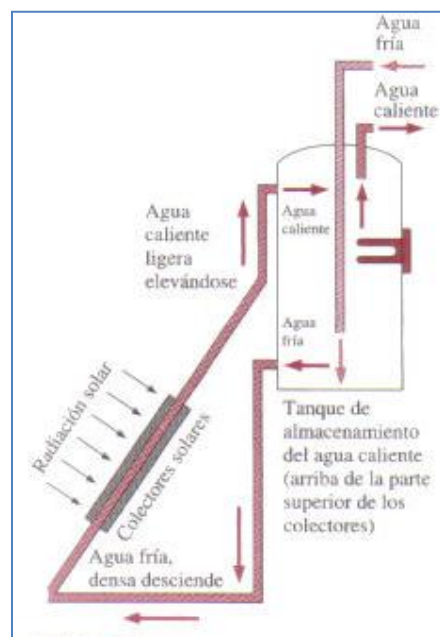
a : Aceleración del flujo convectivo, [m/s²]

h : Altura del limite entre fases, [m].

κ : Coeficiente de expansión volumétrica, [1/°K].

dT : Gradiente diferencial de temperaturas entre fases, [°K].

FIGURA 2. 15.- Circulación del agua en un calentador solar por Efecto termosifón, (Fuente: Yunus A. Cengel, Transferencia de calor, 2da edición, pág. 338.)



2.3. Modelo matemático

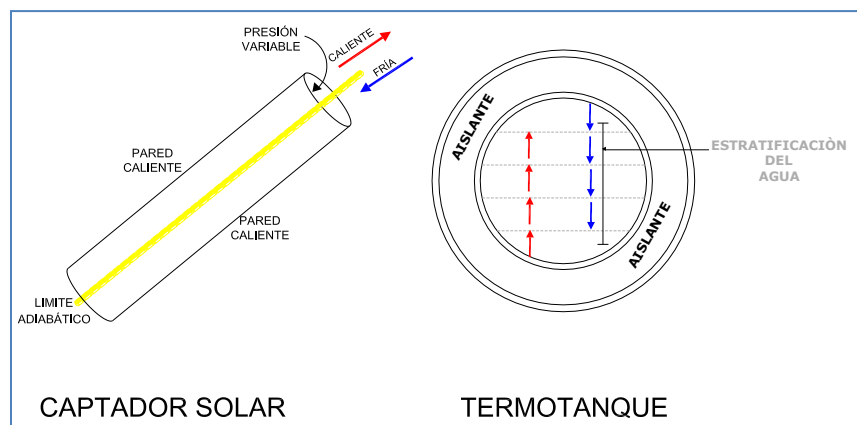
A continuación se muestra el modelo matemático implementado, el cual describe el funcionamiento del presente sistema. Cabe señalar que realmente el modelo implementado comenzó desde el capítulo 1 específicamente en el cálculo de irradiación e Irradiancia instantánea sobre un colector (plano inclinado), para así efectuar el comportamiento de estas variables a lo largo del tiempo de estudio, con el fin poder introducir las así en el programa de simulación descrito en el capítulo 4. Por lo anterior en el presente episodio describiremos las formas de transferencia de calor que se manifiestan en el sistema, para ello se utilizara un método numérico que aplique balances de energía sucesivos a través del tiempo con una Δt lo más pequeña posible, el cual impida saltos térmicos considerables los cuales ocasionan la fluctuación del sistema y con el fin de que los resultados obtenidos por el método numérico se acerquen a los resultados analíticos de las ecuaciones gobernantes del sistema en su forma diferencial, la justificación de utilizar un método numérico a un analítico se debe a que este se vuelve muy laborioso y complejo. Por ello resulta razonable el uso de métodos numéricos para obtener la resolución de estas ecuaciones en su forma algebraica.

Para lograr lo anterior el método numérico se dividirá en tres partes:

- Método de cálculo de las Resistencias térmicas “R” y Flujos de calor “q”.
- Método de cálculo de las Temperaturas futuras “T”.
- Método de cálculo de la eficiencia instantánea y global “ η ”.

Pero antes se muestra en la **FIGURA 2. 16**, los flujos convectivo de agua presentes en el sistema cuyo fenómeno comúnmente se le conoce como el “efecto termosifón”, con el motivo de una mejor comprensión del tema

FIGURA 2. 16.- Vectores de flujo en el sistema, Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.



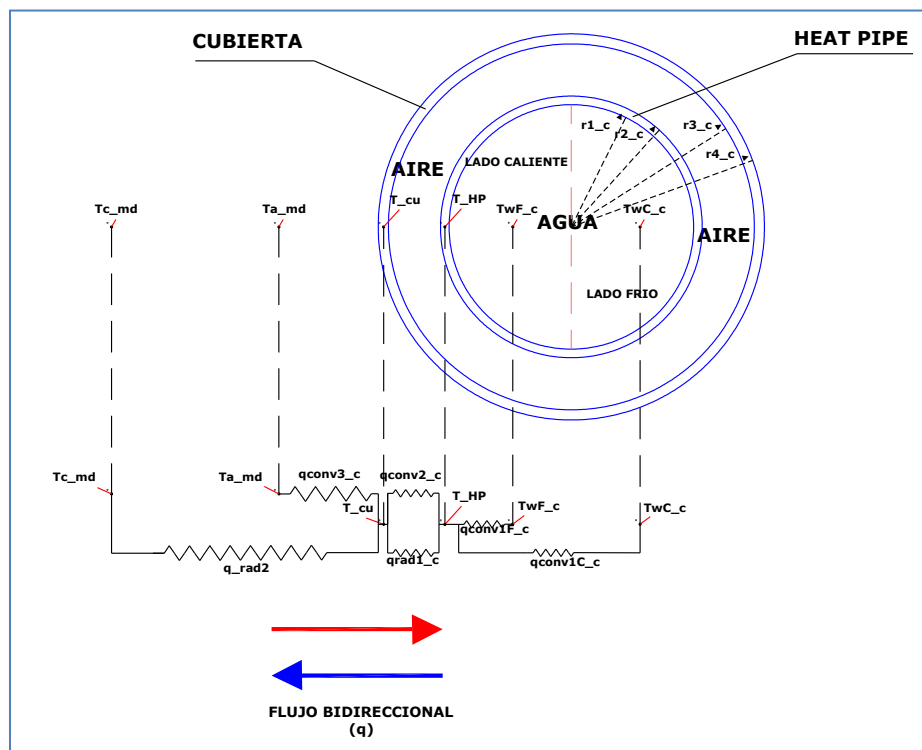
2.3.1. Método de cálculo de las Resistencias térmicas “R” y Flujos de calor “q”.

El circuito de resistencias térmicas del colector, el cual describe los mecanismos de transferencia de calor presentes, será dividido en dos secciones uno para el captador solar y el otro para el Termotanque; para ello se realizó lo siguiente:

CAPTADOR SOLAR

La sección del circuito para este caso, se muestra en la FIGURA 2. 17, para resolver el circuito de transferencia de calor mostrado en la FIGURA 2. 17, según sea el mecanismo de transferencia de calor habrá resistencias térmicas de conducción, convección y radiación. Por lo tanto a continuación describiremos cada uno de ellos dando información al respecto.

FIGURA 2. 17.- Circuito de resistencias térmicas del captador, Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.



Para el caso especial de la convección en la parte interna del captador dado que se genera en ella el efecto termosifón, creando dos secciones térmicas; una de mayor temperatura que la otra, se estudiara por separado cada una de ellas las cuales llamaremos como lado frio a la zona de menor temperatura (parte baja del captador) y lado caliente a la de mayor temperatura (parte superior del captador); es preciso mencionar que debido a la falta de información referente al tema de convección natural en tubos inclinados, se utilizo para esto correlaciones analíticas e empíricas que describen el comportamiento convectivo en tubos verticales trabajos realizados por J.R. Dyer (et al) a quien aremos mención más adelante, la utilización de estas correlaciones viene de una manera justificada con la



comparación de resultados experimentales arrojados por los trabajos de M. Ávila M.*, C. Torres M., M. Sandoval y C. Valencillos, de la Facultad de Ingeniería, ULA Mérida 5101, Venezuela. En el tema "Determinación experimental del coeficiente de transferencia de calor por convección natural en tubos inclinados", cuyos resultados no divergen considerablemente con los obtenidos por Dyer, pero sin embargo la poca diferencia entre estos resultados se debe principalmente a la inclinación en los tubos con respecto a la horizontal. El por qué de utilizar los resultados de Dyer y no utilizar los resultados por el grupo de colaboradores de la Facultad de Ingeniería, ULA Mérida, se debe a que estos últimos presentan resultados con un pequeño rango de aplicación por lo que se vuelven poco aplicables para nuestro fin.

Convección parte interna del captador (lado frio)

ECUACIÓN 2. 16.- Modelo matemático

$$q_{conv1F_c} = (T_{HP} - T_{wF_c})/R_{conv1F_c}$$

Donde:

q_{conv1F_c} : Flujo de calor en el lado frio, [W].

T_{HP} : Temperatura superficial del heat pipe, [°K].

T_{wF_c} : Temperatura media del agua en el lado frio, [°K].

R_{conv1F_c} : Resistencia de convección libre en el lado frio, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 17.- Modelo matemático

$$R_{conv1F_c} = \frac{1}{h_{conv1F_c} * \pi * r_{1c} * L_c}$$

Donde:

h_{conv1F_c} : Coeficiente de transferencia de calor en el lado frio (W/m²°K)

r_{1c} : Radio interno del heat pipe [m]

L_c : Longitud del captador [m]

ECUACIÓN 2. 18.- Modelo matemático

$$h_{conv1F_c} = (Nu_{F_c} * k_{wF_c})/L_{cHP}$$

Donde:

Nu_{F_c} : Número de Nusselt en el lado frio.

k_{wF_c} : Conductividad térmica del agua a Temperatura de película, [W/m°K].

L_{cHP} : Longitud característica del lado frio, [m].

Mención especial merece el trabajo precursor de J.R. Dyer (et al) en convección natural en tubos verticales, al cual se baso el presente estudio para la obtención del comportamiento convectivo en el captador. En primer término en este trabajo Dyer presenta una extensa bibliografía del tema. En



segundo término, Dyer propone y resuelve un modelo numérico del fenómeno, en un rango amplio de números de Prandtl, presentando sus resultados en forma grafica. También en este trabajo Dyer deduce analíticamente las ecuaciones siguientes; las cuales han sido referenciadas al sistema en estudio.

ECUACIÓN 2. 19.- Modelo matemático

$$Ra_{F_c} < 0.1$$

$$Nu_{F_c} = \sqrt{Ra_{F_c}/8}$$

ECUACIÓN 2. 20.- Modelo matemático

$$Ra_{F_c} > 5 \times 10^1$$

$$Nu_{F_c} = 0.67 * \sqrt[5]{Ra_{F_c}}$$

Y para valores de los resultados obtenidos por el modelo numérico y la convalidación experimental de Dyer en tubos verticales; se obtuvo la siguiente correlación abarcando solo el intervalo faltante.

ECUACIÓN 2. 21.- Modelo matemático

$$0.1 \leq Ra_{F_c} \leq 5 \times 10^1$$

$$Nu_{F_c} = 0.314 * Ra_{F_c}^{0.392}$$

Donde:

Ra_{F_c} : Número de Rayleigh en el lado frio.

Convección parte interna del captador (lado caliente)

ECUACIÓN 2. 22.- Modelo matemático

$$q_{conv1C_c} = (T_{HP} - T_{wC_c})/R_{conv1C_c}$$

Donde:

q_{conv1C_c} : Flujo de calor en el lado caliente, [W].

T_{wC_c} : Temperatura promedio del agua en el lado caliente, [°K].].

R_{conv1C_c} : Resistencia de convección libre en el lado caliente, [°K/W).

ECUACIÓN 2. 23.- Modelo matemático

$$R_{conv1C_c} = \frac{1}{h_{conv1C_c} * \pi * r_{1c} * L_c}$$



Donde:

h_{conv1C_c} : Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente, [W/m²°K]

r_{1c} : Radio interno del heat pipe [m]

L_c : Longitud del captador [m]

ECUACIÓN 2. 24.- Modelo matemático

$$h_{conv1C_c} = (Nu_{C_c} * k_{wC_c})/L_{cHP}$$

Donde:

Nu_{C_c} : Número de Nusselt en el lado caliente.

k_{wC_c} : Conductividad térmica del agua a Temperatura de película, [W/m°K].

L_{cHP} : Longitud característica del lado caliente, [m].

De la misma forma que en el lado frio se tiene que:

ECUACIÓN 2. 25.- Modelo matemático

$$Ra_{C_c} < 0.1$$

$$Nu_{C_c} = \sqrt{Ra_{C_c}/8}$$

ECUACIÓN 2. 26.- Modelo matemático

$$Ra_{C_c} > 5 \times 10^1$$

$$Nu_{C_c} = 0.67 * \sqrt[5]{Ra_{C_c}}$$

ECUACIÓN 2. 27.- Modelo matemático

$$0.1 \leq Ra_{C_c} \leq 5 \times 10^1$$

$$Nu_{C_c} = 0.314 * Ra_{C_c}^{0.392}$$

Donde:

Ra_{C_c} : Número de Rayleigh en el lado caliente.

Convección lado anular del captador

La transferencia de calor vía convección y conducción entre la superficie captadora del Heat Pipe y la cubierta de vidrio es de especial interés ya que este es únicamente afectado por el gas (aire) del lado anular del captador por lo que el flujo de calor es de tipo convectivo entre dos cilindros concéntricos y este es expresado de la forma:



ECUACIÓN 2. 28.- Modelo matemático

$$q_{conv2c} = (T_{HP} - T_{cu})/R_{conv2c}$$

Donde:

q_{conv2c} : Flujo de calor por convección en el anulo, [W].

T_{cu} : Temperatura superficial de la cubierta, [°K].

R_{conv2c} : Resistencia de convección libre en el anulo, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 29.- Modelo matemático

$$R_{conv2c} = \left[k_{efac} * \left(\frac{2\pi L_c}{\ln(r_{3c} - r_{2c})} \right) \right]^{-1}$$

Donde:

k_{efac} : Conductividad efectiva en el anulo del captador, [W/m °K].

r_{2c} : Radio externo del heta pipe, [m].

r_{3c} : Radio interno de la cubierta, [m].

ECUACIÓN 2. 30.- Modelo matemático

$$k_{efac} = Nu_{ac} * k_{ac}$$

Donde:

Nu_{ac} : Numero de Nusselt en el anulo.

k_{ac} : Conductividad del aire del anulo, [W/m°K].

Por lo que flujo de calor depende de la conductividad y la diferencia de temperatura entre ambas superficies de una manera similar a la transferencia de calor por conducción. La única diferencia entre la conducción y la convección es calculando el numero de Nusselt, Nu . $Nu=1$ cuando es conducción únicamente y $Nu>1$ cuando ocurre la convección.

Muchas de las formulas que describen la diferencia de calor media estándar en este tipo de problemas (**Holman2002**), no describen el modelo utilizado en este trabajo (convección entre cilindros concéntricos inclinados) por lo que la relación entre el numero de Nusselt y el numero de Rayleigh deberán ser referenciados hacia nuestros cálculos. Muchas de las investigaciones minuciosas de este tipo fueron realizadas por **Hollands et al. (1976)** y **EIS-herbiny et al. (1982)**. En especial **Hollands et al. (1976)** relaciono la dependencia del número de Nusselt (Nu) con respecto al número de Rayleigh (Ra) y el ángulo de inclinación (β_c) y esta es:



ECUACIÓN 2. 31.- Modelo matemático

$$Nu_{ac} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\text{sen}1.8\beta_c)^{1.6}}{Ra_{ac} * \cos\beta_c} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra_{ac} * \cos\beta_c} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra_{ac} * \cos\beta_c}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+$$

Nota. El exponente (+) es únicamente haciendo referencia a valores positivos de los términos dentro del corchete. La ECUACIÓN 2. 31 es válida en un rango de β_c entre 15° y 60°.

Radiación lado anular del captador

ECUACIÓN 2. 32.- Modelo matemático

$$q_{rad1_c} = (T_{HP} - T_{cu})/R_{rad1_c}$$

Donde:

q_{rad1_c} : Flujo de calor por radiación en el anulo, [W].

R_{rad1_c} : Resistencia de radiación en el anulo, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 33.- Modelo matemático

$$R_{rad1_c} = \frac{\left(\left(\frac{1}{\epsilon_{sc}} \right) + \left(\frac{1 - \epsilon_{cu}}{\epsilon_{cu}} \right) * \left(\frac{r_{2c}}{r_{3c}} \right) \right)}{2\pi * r_{2c} * L_c * \sigma * (T_{HP}^2 + T_{cu}^2) * (T_{HP} + T_{cu})}$$

Donde:

ϵ_{cu} : Emisividad de la cubierta

ϵ_{sc} : Emisividad de la superficie captadora

σ : Constnte de Stefan-Boltzmann [5.67e-8 W/m² °K⁴]

Perdidas de calor en el captador

Las pedidas de calor (q_{loss_c}) en el captador son ocasionadas por la transferencia de calor existente entre la cubierta y el aire del ambiente. El flujo de calor entre la cubierta y el aire son del tipo convectivo (q_{conv3_c}) y radiactivo (q_{rad2_c}) por lo tanto:

ECUACIÓN 2. 34.- Modelo matemático

$$q_{loss_c} = q_{conv3_c} + q_{rad2_c}$$

Donde:

q_{loss_c} : Perdidas de calor en el captador, [W].

q_{conv3_c} : Perdidas de calor en el captador por convección, [W].

q_{rad2_c} : Perdidas de calor en el captador por radiación, [W].



ECUACIÓN 2. 35.- Modelo matemático

$$q_{conv3_c} = \frac{T_{cu} - T_{a_{md}}}{R_{conv3_c}}$$

Donde:

$T_{a_{md}}$: Temperatura ambiente media durante el día, [°K].

R_{conv3_c} : Resistencia de convección por viento, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 36.-Modelo matemático

$$R_{conv3_c} = 1/(5.67 * (1 + 0.68 * vv_{md}))$$

Donde:

vv_{md} : Velocidad media del viento durante el día, [m/s].

Para:

ECUACIÓN 2. 37.- Modelo matemático

$$q_{rad2_c} = \frac{T_{cu} - T_{c_{md}}}{R_{rad2_c}}$$

Donde:

$T_{c_{md}}$: Temperatura efectiva del cielo media durante el día, [°K]

R_{rad2_c} : Resistencia de radiación entre el cielo y la cubierta, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 38.- Modelo matemático

$$T_{c_{md}} = 0.0552 * T_{a_{md}}^{1.5}$$

ECUACIÓN 2. 39.-Modelo matemático

$$R_{rad2_c} = \frac{1}{\epsilon_{cu} * \sigma * 2\pi * r_{4_c} * L_c * (T_{cu}^2 + T_{c_{md}}^2) * (T_{cu} + T_{c_{md}})}$$

Donde:

r_{4_c} : Radio externo de la cubierta, [m].

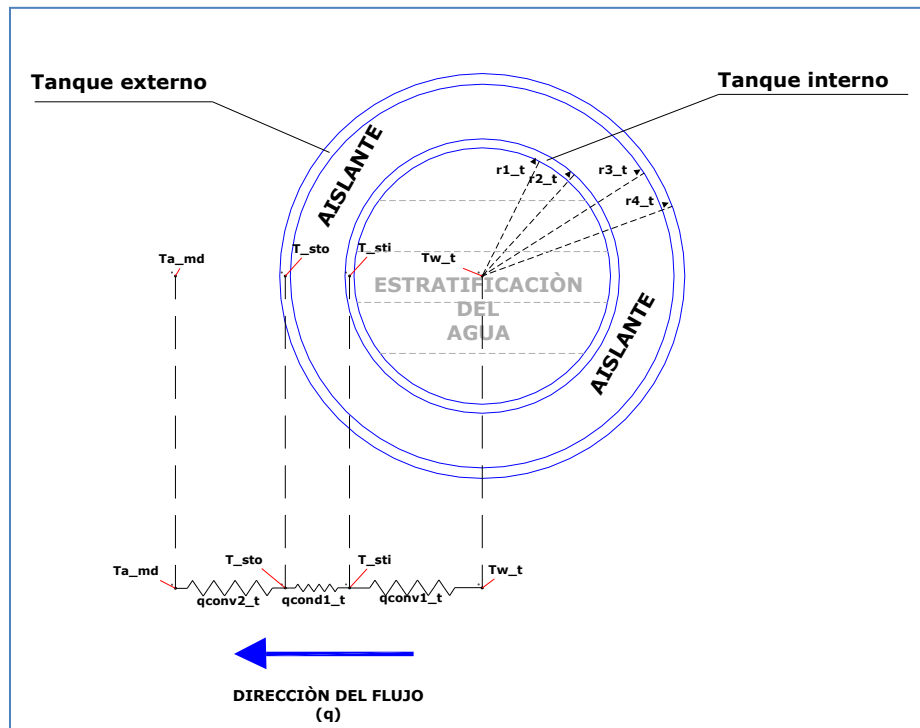
TERMOTANQUE

A hora para el Termotanque de la misma manera que en el captador, se tiene las siguientes secciones faltantes del circuito completo, las cuales hacen referencia al flujo radial y axial que están presentes y son predominantes, quienes describirán a las pérdidas de calor en el sistema de almacenamiento.

Flujo radial en el Termotanque

El circuito de resistencias térmicas para este flujo se muestra en la FIGURA 2. 18. El cual tiene como mecanismos de transferencia de calor a:

FIGURA 2. 18.- Circuito de resistencias térmicas del Termotanque (flujo radial), Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.



Convección en el interior del Termotanque (flujo radial)

ECUACIÓN 2. 40.-Modelo matemático

$$q_{conv1_t} = (T_{w_t} - T_{sti})/R_{conv1_t}$$

Donde:

q_{conv1_t} : Flujo de calor radial por convección en el interior del Termotanque, [W].

T_{w_t} : Temperatura promedio del agua en el Termotanque, [°K].

T_{sti} : Temperatura media de la superficie del tanque interno, [°K].

R_{conv1_t} : Resistencia radial de convección en el interior del Termotanque, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 41.-Modelo matemático

$$R_{conv1_t} = (1/(h_{conv1_t} * \pi * r_{1_t} * L_{ti}))$$



CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

Donde:

h_{conv1_t} : Coeficiente de transferencia de calor por convección radial en el interior del Termotanque, [W/m²°K].

r_{1_t} : Radio interno del tanque interno, [m].

L_{ti} : Longitud del tanque interno, [m].

ECUACIÓN 2. 42.-Modelo matemático

$$h_{conv1_t} = Nu_{w_t} * k_{w_t} / L_{C_t}$$

Donde:

Nu_{w_t} : Número de Nusselt dirección radial en el interior del Termotanque.

k_{w_t} : Conductividad térmica del agua a temperatura de película, [W/m°K].

L_{C_t} : Longitud característica en dirección radial, [m].

ECUACIÓN 2. 43.-Modelo matemático

Si, $(10^{-6} < Ra_{w_t} < 10^9)$ & $(Pr_{w_t} > 0.5)$

$$Nu_{w_t} = 0.36 + \frac{0.518 * Ra_{w_t}^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.56}{Pr_{w_t}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}}$$

ECUACIÓN 2. 44.-Modelo matemático

Si, $(Ra_{w_t} > 10^9)$ & $(Pr_{w_t} > 0.5)$

$$Nu_{w_t} = \left(0.6 + 0.387 * \left(\frac{Ra_{w_t}}{\left(1 + \left(\frac{0.56}{Pr_{w_t}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{16}{9}}}\right)^{\frac{1}{6}}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

Ra_{w_t} : Número de Rayleigh dirección radial en el interior del Termotanque.

Pr_{w_t} : Número de Prandtl en el interior del Termotanque.



Conducción lado anular del Termotanque (flujo radial)

ECUACIÓN 2. 45.-Modelo matemático

$$q_{cond1_t} = (T_{sti} - T_{sto})/R_{cond1_t}$$

Donde:

q_{cond1_t} : Flujo de calor radial por conducción en el anulo del Termotanque, [W].

T_{sto} : Temperatura media de la superficie del tanque externo, [°K].

R_{cond1_t} : Resistencia radial de conducción en el interior del Termotanque, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 46.-Modelo matemático

$$R_{cond1_t} = \ln\left(\frac{r_{3_t}}{r_{2_t}}\right)/(2\pi * k_{ais} * L_{ti})$$

Donde:

r_{2_t} : Radio externo del tanque interno, [m].

r_{3_t} : Radio interno del tanque externo, [m].

k_{ais} : Conductividad térmica del aislante, [W/m°K].

Perdidas de calor en el exterior del Termotanque (flujo radial)

ECUACIÓN 2. 47.-Modelo matemático

$$q_{conv2_t} = (T_{sto} - T_{a_{md}})/R_{conv2_t}$$

Donde:

q_{conv2_t} : Perdidas de calor radial por convección en el exterior del Termotanque, [W].

T_{sto} : Temperatura media de la superficie del tanque externo, [°K].

R_{conv2_t} : Resistencia radial de convección en el exterior del Termotanque, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 48.-Modelo matemático

$$R_{conv2_t} = (1/(h_{conv2_t} * 2\pi * r_{4_t} * L_{to}))$$

Donde:

h_{conv2_t} : Coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior del Termotanque, [W/m²°K].

r_{4_t} : Radio exterior del tanque externo, [m].

L_{to} : Longitud del tanque externo, [m].

ECUACIÓN 2. 49.-Modelo matemático

$$h_{conv2_t} = Nu_{a_t} * k_{a_t}/D_{o_{to}}$$

Donde:

Nu_{a_t} ; Numero de Nusselt dirección radial en el exterior del Termotanque.

k_{a_t} : Conductividad térmica del aire a temperatura de película, [W/m°K].

Do_{to} : Diámetro externo del tanque externo, [m].

Para el cálculo de Nu_{a_t} , se utilizara la correlación propuesta por Churchill y Bernstein:

ECUACIÓN 2. 50.-Modelo matemático

$$(Re_{a_t} > 0) \& (Pr_{a_t} > 0.2)$$

$$Nu_{a_t} = 0.3 + \frac{0.62Re_{a_t}^{\frac{1}{2}} Pr_{a_t}^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr_{a_t}}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re_{a_t}}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

Donde:

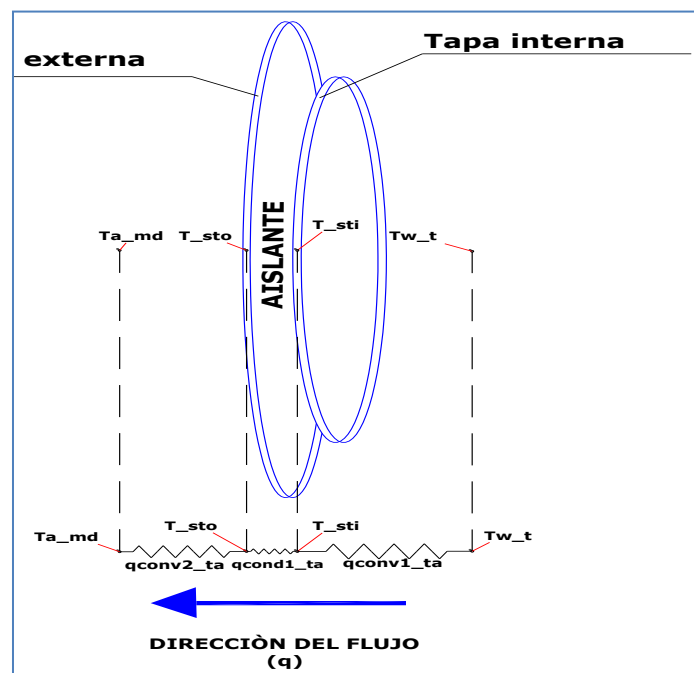
Re_{a_t} : Número de Reynolds dirección radial en el exterior del Termotanque.

Pr_{a_t} : Número de Prandtl en el exterior del Termotanque.

Flujo axial en el Termotanque

El circuito de resistencias térmicas para este flujo va referenciado para las tapas del Termotanque como se muestra en la FIGURA 2. 19. El cual tiene como mecanismos de transferencia de calor a:

FIGURA 2. 19.- Circuito de resistencias térmicas en tapas (flujo axial), Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.





Convección en el interior del Termotanque (flujo axial)

ECUACIÓN 2. 51.-Modelo matemático

$$q_{conv1ta} = (T_{wt} - T_{sti})/R_{conv1ta}$$

Donde:

$q_{conv1ta}$: Flujo de calor axial por convección en el interior del Termotanque, [W].

$R_{conv1ta}$: Resistencia axial de convección en el interior del Termotanque, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 52.-Modelo matemático

$$R_{conv1ta} = (1/(h_{conv1ta} * \pi * r_{1t}^2))$$

Donde:

$h_{conv1ta}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección axial en el interior del Termotanque, [W/m²°K].

ECUACIÓN 2. 53.-Modelo matemático

$$h_{conv1ta} = Nu_{wta} * k_{wt}/Di_{ti}$$

Donde:

Nu_{wta} : Número de Nusselt dirección axial en el interior del Termotanque.

Di_{ti} : Diámetro interno del tanque interno, [m].

ECUACIÓN 2. 54.-Modelo matemático

$$Si, \quad (10^{-6} < Ra_{wta} < 10^9) \& (Pr_{wt} > 0.5)$$

$$Nu_{wta} = 0.36 + \frac{0.518 * Ra_{wta}^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.56}{Pr_{wt}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}}$$

ECUACIÓN 2. 55.-Modelo matemático

$$Si, \quad (Ra_{wta} > 10^9) \& (Pr_{wt} > 0.5)$$

$$Nu_{wta} = \left(0.6 + 0.387 * \left(\frac{Ra_{wta}}{\left(1 + \left(\frac{0.56}{Pr_{wt}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{1}{6}}}\right)^{\frac{1}{2}}\right)^{\frac{1}{2}}$$



Donde:

$Ra_{w_{ta}}$: Número de Rayleigh dirección axial en el interior del Termotanque.

Conducción entre tapas del Termotanque (flujo axial)

ECUACIÓN 2. 56.-Modelo matemático

$$q_{cond1_{ta}} = (T_{sti} - T_{sto})/R_{cond1_{ta}}$$

Donde:

$q_{cond1_{ta}}$: Flujo de calor axial por conducción entre tapas del Termotanque, [W].

$R_{cond1_{ta}}$: Resistencia axial de conducción en el interior del Termotanque, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 57.-Modelo matemático

$$R_{cond1_{ta}} = TAU_{e_{ais}}/(\pi * r_{1t}^2 * k_{ais})$$

Donde:

$TAU_{e_{ais}}$: Espesor de aislamiento entre tapas, [m].

Perdidas de calor en la tapa exterior del Termotanque (flujo axial)

ECUACIÓN 2. 58.-Modelo matemático

$$q_{conv2_{ta}} = (T_{sto} - T_{a_{md}})/R_{conv2_{ta}}$$

Donde:

$q_{conv2_{ta}}$: Perdidas de calor por convección en la tapa exterior del Termotanque, [W].

$R_{conv2_{ta}}$: Resistencia axial de convección en la tapa exterior del Termotanque, [°K/W].

ECUACIÓN 2. 59.-Modelo matemático

$$R_{conv2_{ta}} = (1/(h_{conv2_{ta}} * \pi * r_{4t}^2))$$

Donde:

$h_{conv2_{ta}}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección en la tapa exterior del Termotanque, [W/m²°K].

ECUACIÓN 2. 60.-Modelo matemático

$$h_{conv2_{ta}} = Nu_{ata} * k_{at}/Do_{to}$$

Donde:

Nu_{ata} ; Numero de Nusselt dirección axial en la tapa exterior del Termotanque.



ECUACIÓN 2. 61.-Modelo matemático

$$Si, (2 \times 10^4 < Re_{at} < 1 \times 10^6)$$

$$Nu_{ata} = 0.86 Re_{at}^{\left(\frac{1}{2}\right)} Pr_{at}^{\frac{1}{3}}$$

2.3.2. Método de cálculo de las Temperaturas futuras "T".

Para el cálculo de las temperaturas futuras en el sistema se realizo balances de energía sucesivos a través del tiempo para cada volumen de control que se considero; evitando tener saltos térmicos que generen la fluctuación de resultados, para ello se realizo lo siguiente.

TEMPERATURAS EN EL CAPTADOR SOLAR

Temperatura media del agua en el lado frio del captador

ECUACIÓN 2. 62.-Modelo matemático

$$T_{wFc}^{i+1} = T_{wFc}^i + \left(\frac{q_{conv1Fc} - (Vq_c * \rho_{1-F} * Cp_{1-F} * (T_{wFc}^i - T_{st1}))}{\rho_{wFc} * (\pi * r_{1c}^2 * \frac{L_c}{2}) * Cp_{wFc}} \right)$$

Donde:

T_{wFc}^{i+1} : Temperatura media del agua en el lado frio durante el tiempo (i+1), [°K].

T_{wFc}^i : Temperatura media del agua en el lado frio durante el tiempo (i), [°K].

Vq_c : Caudal volumétrico en el colector, [m3/s].

ρ_{1-F} : Densidad del agua a Temperatura media entre el estrato 1 y lado frio del captador, [Kg/m3].

Cp_{1-F} : Capacidad calorífica del agua a Temperatura media entre el estrato 1 y lado frio del captador, [J/Kg°K].

T_{st1} : Temperatura media del estrato 1, [°K].

ρ_{wFc} : Densidad del agua en el lado frio del captador, [Kg/m3].

Cp_{wFc} : Capacidad calorífica del agua en el lado frio del captador, [J/Kg°K].

Temperatura media del agua en el lado caliente del captador

ECUACIÓN 2. 63.-Modelo matemático

$$T_{wCc}^{i+1} = T_{wCc}^i + \left(\frac{q_{conv1Cc} - (Vq_c * \rho_{F-C} * Cp_{F-C} * (T_{wCc}^i - T_{wFc}^i))}{\rho_{wCc} * (\pi * r_{1c}^2 * \frac{L_c}{2}) * Cp_{wCc}} \right)$$



Donde:

T_{wC}^{i+1} : Temperatura media del agua en el lado caliente durante el tiempo (i+1), [°K].

T_{wC}^i : Temperatura media del agua en el lado caliente durante el tiempo (i), [°K].

ρ_{F-C} : Densidad del agua a Temperatura media entre el lado frio y caliente del captador, [Kg/m3].

Cp_{F-C} : Capacidad calorífica del agua a Temperatura media entre el lado frio y caliente del captador, [J/Kg°K].

ρ_{wC} : Densidad del agua en el lado caliente del captador, [Kg/m3].

Cp_{wC} : Capacidad calorífica del agua en el lado caliente del captador, [J/Kg°K].

Temperatura superficial en el Heat Pipe

ECUACIÓN 2. 64.-Modelo matemático

$$T_{HP}^{i+1} = T_{HP}^i + \left(\frac{(\tau_{cu} * \alpha_{sc} * K_i * I_{S_c} * (L_c * 2\pi * r_{2c})) - q_{conv1Fc} - q_{conv1Cc} - q_{conv2c} - q_{rad1c}}{L_c * \pi * (r_{2c}^2 - r_{1c}^2) * \rho_{HP} * Cp_{HP}} \right)$$

Donde:

T_{HP}^{i+1} : Temperatura media superficial del Heat Pipe durante el tiempo (i+1), [°K].

T_{HP}^i : Temperatura media superficial del Heat Pipe durante el tiempo (i), [°K].

τ_{cu} : Transmisividad de la cubierta (propiedad óptica).

α_{sc} : Absorvatividad superficial del Heat Pipe.

K_i : Angulo modificador total (propiedad óptica)

I_{S_c} : Irradiancia solar incidida sobre el captador, [W/m2].

ρ_{HP} : Densidad del material con que está hecho el Heat Pipe, [Kg/m3].

Cp_{HP} : Capacidad calorífica del material con que esta hecho el Heat Pipe, [J/Kg°K].

Temperatura superficial en la cubierta

ECUACIÓN 2. 65.-Modelo matemático

$$T_{cu}^{i+1} = T_{cu}^i + \left(\frac{(\alpha_{cu} * I_{S_c} * (L_c * 2\pi * r_{4c})) + q_{conv2c} + q_{rad1c} - q_{conv3c} - q_{rad2c}}{L_c * \pi * (r_{4c}^2 - r_{3c}^2) * \rho_{cu} * Cp_{cu}} \right)$$

Donde:

T_{cu}^{i+1} : Temperatura media superficial de la cubierta durante el tiempo (i+1), [°K].

T_{cu}^i : Temperatura media superficial de la cubierta durante el tiempo (i), [°K].

α_{cu} : Absorvatividad superficial de la cubierta.

ρ_{cu} : Densidad del material con que esta hecho la cubierta, [Kg/m3].

Cp_{cu} : Capacidad calorífica del material con que está hecho la cubierta, [J/Kg°K].



Temperatura en estratos del Termotanque

Como anteriormente se hablo o se sabe en el interior del Termotanque dado a su configuración y dado a la transitoriedad del sistema, en el Termotanque se forman estratos térmicos debido al avance de elevación del agua caliente por diferencia de densidades proveniente de los captadores, por lo que será necesario considerar balances de energía en diferentes volúmenes de control, lo cual pueda describir dicho fenómeno para ello se tiene lo siguiente.

ECUACIÓN 2. 66.-Modelo matemático

$$T_{stj}^{i+1} = T_{stj}^i + \left(\frac{\left(V_q' * \rho' * Cp' (T_{in} - T_{stj}^i) \right) - \left(V_q'' * \rho'' * Cp'' (T_{stj}^i - T_{out}) \right) - q_{conv1t} - 2q_{conv1ta}}{V_{st} * \rho_{st} * Cp_{st}} \right)$$

Donde:

T_{stj}^{i+1} : Temperatura media del estrato j durante el tiempo (i+1), [°K].

T_{stj}^i : Temperatura media del estrato j durante el tiempo (i), [°K].

V_q' : Caudal volumétrico de entrada al estrato j, [m3/s].

ρ' : Densidad del agua de entrada, [Kg/m3].

Cp' : Capacidad calorífica del agua de entrada [J/Kg°K].

T_{in} : Temperatura del flujo de entrada al estrato j, [°K].

V_q'' : Caudal volumétrico de salida del estrato, [m3/s].

ρ'' : Densidad del agua de salida, [Kg/m3].

Cp'' : Capacidad calorífica del agua de salida, [J/Kg°K].

T_{out} : Temperatura del flujo de salida del estrato j, [°K].

V_{st} : Volumen de control del estrato j. [m3].

ρ_{st} : Densidad media del agua en el estrato j, [Kg/ m3].

Cp_{st} : Capacidad calorífica del agua en el estrato j, [J/Kg°K].

Temperatura media en el interior del Termotanque

ECUACIÓN 2. 67.-Modelo matemático

$$T_{wt}^{i+1} = \frac{\sum_{j=1}^n T_{stj}^{i+1}}{n}$$

Donde:

n : Numero de estratos.

T_{wt}^{i+1} : Temperatura media en el interior del Termotanque durante el tiempo (i+1), [°K].



Temperatura superficial en tanque interno

ECUACIÓN 2. 68.-Modelo matemático

$$T_{sti}^{i+1} = T_{sti}^i + \left(\frac{q_{conv1t} + 2q_{conv1ta} - q_{cond1t} - 2q_{cond1ta}}{(L_{ti} * \pi * (r_{2t}^2 - r_{1t}^2)) + TAUe_{ti} * \pi * r_{2t}^2} * \rho_{ti} * Cp_{ti} \right)$$

Donde:

T_{sti}^{i+1} : Temperatura media superficial del tanque interno durante el tiempo (i+1), [°K].

T_{sti}^i : Temperatura media superficial del tanque interno durante el tiempo (i), [°K].

$TAUe_{ti}$: Espesor de la tapa interna del Termotanque, [m].

ρ_{ti} : Densidad del material con que esta hecho el tanque interno, [Kg/m3].

Cp_{ti} : Capacidad calorífica del material con que esta hecho el tanque interno, [J/Kg°K].

Temperatura superficial en tanque externo

ECUACIÓN 2. 69.-Modelo matemático

$$T_{sto}^{i+1} = T_{sto}^i + \left(\frac{q_{cond1t} + 2q_{cond1ta} - q_{conv2t} - 2q_{conv2ta}}{(L_{to} * \pi * (r_{4t}^2 - r_{3t}^2)) + TAUe_{to} * \pi * r_{4t}^2} * \rho_{to} * Cp_{to} \right)$$

Donde:

T_{sto}^{i+1} : Temperatura media superficial del tanque externo durante el tiempo (i+1), [°K].

T_{sto}^i : Temperatura media superficial del tanque externo durante el tiempo (i), [°K].

$TAUe_{to}$: Espesor de la tapa externa del Termotanque, [m].

ρ_{to} : Densidad del material con que esta hecho el tanque interno, [Kg/m3].

Cp_{to} : Capacidad calorífica del material con que esta hecho el tanque interno, [J/Kg°K].

2.3.3. Método de cálculo de la eficiencia instantánea y global "η".

Eficiencia global (η_g)

Realizando un balance de energía se tiene que el rendimiento global del sistema (η_g) queda definido por la siguiente expresión.

ECUACIÓN 2. 70.-Modelo matemático

$$\eta_g = \frac{Q_{U-c}}{A_c H_s}$$

$$H_s = \int_{t_1}^{t_2} I_{s_c} dt$$

CAPITULO 2.-METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

$$Q_{U_c} = dE_{sistema} + Q_{loss_tank}$$

$$= mC_p(T_2 - T_1) + \int_{t_1}^{t_2} \frac{1}{R_{tot}} (T_{wt} - T_{amd}) dt$$

Donde:

Q_{U_c} : Energía util captada por el colector (J)

H_S : Irradiación solar incidida sobre el captador durante un lapso de tiempo(J/m²)

A_c : Area superficial del colector(m²)

I_{sc} : Irradiancia solar incidida sobre el captador (W/m²)

$dE_{sistema}$: Cambio en la energia inerta del sistema(J)

Q_{loss_tank} : Calor perdido en el Termotanque (J)

m : Masa de agua en el termotanque, (Kg)

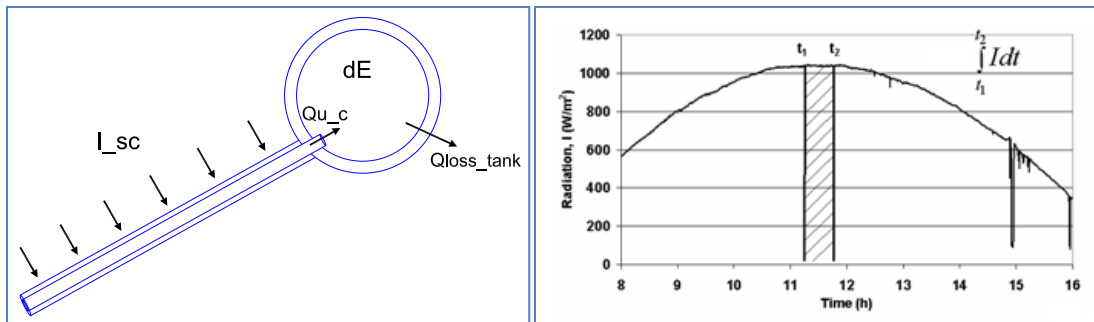
C_p : Capacidad calorifica del agua en el termotanque(J/Kg°K)

T_2 : Temperatura del agua en el termotanque en $t = t_2$ (°K)

T_1 : Temperatura del agua en el termotanque en $t = t_1$ (°K)

R_{tot} : Resistencia termica total del termotanque (°K/W)

FIGURA 2. 20.- Eficiencia global del sistema (Fuente: Budihardjo, 2005. Evacuated Tubular Solar Water Heaters).



Eficiencia instantánea (η_i)

ECUACIÓN 2. 71.-Modelo matemático

$$\eta_i = \frac{q_{U_c}}{I_{S_c} * (L_c * 2\pi * r_{2c}) * NT_c}$$

Donde:

q_{U_c} : Flujo de energía útil captada por el sistema, [W].

NT_c : Número de captadores en el sistema



3. Diseño del sistema

3.1. Aspectos preliminares

Antes de comenzar cabe mencionar que el modelo matemático anteriormente descrito (capítulo 2), está estructurado de tal manera que al ser codificado en un programa de computadora utilizando un software en este caso "Matlab", sea este conjunto, una herramienta de optimización para el sistema de colección solar anteriormente definido, el cual ha sido referenciado desde el inicio por la presente, por ende en el presente capítulo se pretende de alguna forma dimensionar el sistema desde un enfoque de pre-diseño, utilizando criterios de diseño adquiridos por experiencias propias como autor de la presente y experiencias de otros autores quienes han hecho aportaciones valiosas referentes al tema. Y así culminar con la configuración final del sistema, al cual se hará la simulación.

El óptimo funcionamiento del sistema dependerá en alto grado al dimensionamiento y al tipo de materiales que conformaran al sistema. Para satisfacer nuestras necesidades, quizá un colector no sea suficiente para cubrir una demanda grande de abastecimiento de agua caliente y, aunque hasta ahora no hemos hecho ninguna mención al respecto, se podrá conectar varios colectores con el mismo diseño entre sí para conseguir una "superficie captadora" que sí sea capaz de cumplir nuestro objetivo.

A la hora de conectar varios colectores entre sí, para conseguir la superficie captadora necesaria, se optara únicamente por conectarlos en paralelo para obtener un comportamiento a escala referente al abastecimiento de agua caliente cuyo comportamiento estará referenciado a los resultados arrojados por el simulador.

Al elegir una configuración del sistema para conseguir cual sea nuestro objetivo (superficie captadora, cubrir una demanda energética, economía, flexibilidad de materiales, aspectos relacionados al entorno, etc.) nos ajustaremos a lo siguiente:

- El diseño tiene que permitirnos montar y desmontar las partes que conforman al sistema (colector solar), por lo que se deben instalarse válvulas de cierre, en la entrada y salida de las distintas conexiones al sistema.
- Tendremos muy en cuenta las limitaciones de los materiales elaborados por fabricantes que no tienen relación alguna en la fabricación de materiales de uso específico para este tipo de sistemas.
- A la hora de decidir el número de colectores que se pueden conectar en paralelo. La experiencia demuestra que este número puede llegar hasta 10.
- La longitud de las conducciones que conectaran al sistema tanto a la red de abastecimiento de agua caliente como a la red de suministro de agua (fría) será lo más reducida posible.
- Se tendrá muy en cuenta los efectos de la dilatación a la hora de realizar las conexiones de los captadores. Usaremos para ello en las conexiones materiales que absorban esta dilatación o instalaremos sistemas que lo hagan.
- Los materiales que conformaran al sistema deben soportar las máximas temperaturas y presiones que puedan alcanzarse. Consideraremos como temperatura máxima a soportar los 150 °C.



3.1.1. Estructura de soporte del sistema

Cuando ya sepamos la orientación e inclinación que tenemos que darle al sistema, y hayamos determinado para este una ubicación en la que no se produzcan sombras, tendremos que montarlo mediante un sistema de sujeción y anclaje adecuado. La solución propuesta deberá cumplir, por orden de importancia:

- Que sea suficientemente segura.
- Que su costo sea lo más bajo posible.
- Rapidez y sencillez en el montaje.

Para ello se han de considerar los siguientes aspectos:

- La estructura soporte del sistema deberá resistir, los captadores instalados, el Termotanque lleno, las sobrecargas del viento y nieve.
- La estructura y el sistema de fijación de los captadores, permitirán las necesarias dilataciones térmicas, sin transmitir cargas que puedan afectar a la integridad de los captadores o el circuito hidráulico.
- Los puntos de sujeción del colector serán suficientes en número, teniendo el área de apoyo y posición relativa adecuada, de forma que no se produzcan flexiones en el colector superiores a las permitidas por los fabricantes de los diferentes materiales que conforman al colector.
- El diseño de la estructura se realizará para la orientación y el ángulo de inclinación calculado para el sistema y teniendo en cuenta la facilidad de montaje y desmontaje.
- Actualmente se encuentran en el mercado soportes de sujeción que se podrán utilizar para el sistema, pero muchas veces se presenta un inconveniente importante: los fabricantes los construyen con inclinaciones fijas, normalmente de 45°. Esto introduce el problema de que los colectores no se adaptan perfectamente a la inclinación más idónea. Sin embargo se conoce la existencia de soportes con inclinación ajustable que, aunque son más caros y menos resistentes, permiten ajustar mejor la inclinación de nuestro sistema.

3.1.2. El aislamiento

El aislamiento es un elemento fundamental. El aislamiento se aplica únicamente en el sistema de almacenamiento de agua caliente.

Existen múltiples materiales disponibles comercialmente, que se utilizan como aislantes. Todos ellos deben tener una serie de características que los hacen aptos para esta función:

- Poseen un bajo coeficiente de conductividad térmica.
- El precio del material más su instalación debe ser bajo.
- Su colocación debe ser relativamente sencilla.



CAPITULO 3.-DISEÑO DEL SISTEMA

- No será corrosivo para las superficies con las que esté en contacto.
- Resistirá la gama de temperaturas de trabajo del sistema, y será ignífugo.
- El material será estable y no se enmohecerá.
- Tendrá una buena resistencia mecánica y un peso específico bajo.

El aislamiento no dejará zonas visibles del área a cubrir, quedando únicamente al exterior los elementos que sean necesarios para el buen funcionamiento y operación del sistema. Los aislamientos empleados serán resistentes a los efectos de la intemperie. Para la protección del material aislante del intemperie se utilizara un tanque externo el cual cubra al interno y al aislante El material aislante se sujetará con medios adecuados, de forma que no pueda desprenderse del tanque interno.

3.1.3. Termotanque

El sistema de almacenamiento de agua caliente deberá cumplir o al menos cubrir la mayoría de los siguientes puntos:

- Alta capacidad de acumular calor.
- Volumen reducido (lo suficiente para cubrir la demanda).
- Temperatura de trabajo acorde con la aplicación de la instalación (salto térmico pequeño)
- Rápida respuesta a la demanda
- Seguridad, larga duración y bajo costo.

3.2. Criterios de diseño

A continuación se detallara de una manera descriptiva y consecutiva los criterios de diseño que son de uso específico hacia nuestro sistema, sin embargo esto no quiere decir o limitar su uso en otro tipo de sistemas y menos aun si estos poseen configuraciones similares al sistema propuesto por la presente, aconsejando utilizar el criterio propio.

Hemos de ser muy conscientes de que el objetivo principal de cualquier sistema de captación solar térmica de baja temperatura es conseguir el máximo ahorro posible de energía convencional. Y decimos ahorro porque, excepto con prestaciones muy limitadas, necesitamos de un sistema de apoyo que funcione con algún tipo de energía "convencional" como lo son los calentadores a gas o "boiler".

Si debido a un mal diseño, este sistema no funciona correctamente, nuestro objetivo no se habrá cumplido. Y consideramos que el sistema no funciona correctamente cuando trabaja más de lo justo y necesario. Para conseguir lo anterior debemos seguir unas directrices que nos permitan lograr un óptimo aprovechamiento de la energía solar por nuestro sistema. Si bien cada caso particular requiere de una solución particular, y por ello no puede haber principios inamovibles, el ajustarnos en la medida de lo posible a las siguientes directrices, repercutirá en que el funcionamiento del sistema tienda a su óptimo.



3.2.1. Primera directriz: Captar el máximo de energía solar que podamos usar y convertirla en energía útil.

Como se sabe la energía útil es la energía que podemos utilizar en un momento concreto o guardarla (acumularla) para su uso posterior. En definitiva es la energía que a nosotros nos interesa conseguir. De poco nos servirá que el sistema este diseñado para que funcione de forma óptima en verano, si la utilizamos únicamente en otoño y primavera. Con ello queremos decir que el sistema estará mal diseñado si su campo de captación está pensado para un rendimiento máximo en momentos en que la energía que es captada no pueda ser utilizada.

Por lo que el dimensionado y orientación del campo o superficie de captación será el único punto a tener en cuenta para ajustarnos a esta primera directriz. A partir de esta fue parte primaria de la concepción del simulador elaborado para este trabajo, por ende esta directriz está completamente cubierta por este.

3.2.2. Segunda directriz: Consumir preferentemente la energía solar captada y acumulada.

Las implicaciones de lo que propone esta segunda directriz afectan profundamente a nuestros futuros diseños; vamos a ver en qué forma.

Ya sabemos que la energía solar es gratuita, y que la energía de apoyo no lo es. Lo ideal sería utilizar el sistema solar solo cuando hubiéramos utilizado toda la energía solar captada y acumulada. En la práctica esto no es posible, pero nuestro diseño puede favorecer que utilicemos la energía solar y no hagamos uso de la energía de apoyo innecesariamente. Conseguimos esto con:

- Con un buen dimensionado del volumen de acumulación en el Termotanque, pues puede suceder que si la superficie de captación (sistema de captación) y el sistema de almacenamiento no están bien proporcionados, no acumulemos calor en la forma en que nos interesa. Nos explicamos: Si el Termotanque es muy grande, acumularemos el calor en mucho volumen, con lo que la temperatura de almacenamiento será muy baja y habrá que utilizar excesivamente el sistema de apoyo (boiler a gas) para calentarla hasta la temperatura de uso. Si por el contrario la acumulación es muy pequeña, no podremos usarla en periodos alejados del tiempo de captación, y además, la temperatura de almacenamiento será alta, lo que provocará que el rendimiento del colector disminuya.
- Con un buen diseño del sistema solar. El sistema de apoyo debe estar regulado de tal forma que solo entre en funcionamiento cuando sea estrictamente necesario y no aportando más energía de la necesaria.
- Para el sistema de apoyo (boiler a gas) que actúa sobre el propio depósito de acumulación, este estará regulado para que solo entre en funcionamiento cuando casi no quede energía acumulada.
- No siempre nos será posible ajustarnos a estas directrices, bien por limitaciones económicas o por limitaciones técnicas. Ello no quiere decir que el funcionamiento del sistema no sea aceptable. Cada caso particular tiene una solución particular, y esta es la que deberemos encontrar trabajando siempre dentro de las limitaciones de cada proyecto.



3.2.3. Tercera directriz: Evitar pérdidas innecesarias de la energía solar captada.

Si captamos energía solar y posteriormente la perdemos parte de ella no habremos conseguido obtener el máximo rendimiento de nuestra instalación. Por tanto conviene tener en cuenta los siguientes aspectos:

- El aislamiento es un elemento básico en nuestra instalación, tanto en las conducciones (consideración económica), como en el sistema de almacenamiento. Por lo tanto deberemos asegurarnos de utilizar de forma correcta un aislamiento adecuado y suficiente en todos los elementos de la instalación.
- Dado que la instalación se prevé que esta será por gravedad podemos estar moviendo el líquido caloportador (agua) y perdiendo energía sin ninguna ganancia real a lo largo de las conducciones. De ahí la importancia de regular el flujo de salida del sistema.

3.2.4. Cuarta directriz: Realizar un diseño del sistema lo más fiable posible.

El sistema será fiable o no, en relación directa con la calidad de sus componentes, por lo que deberemos utilizar componentes adecuados al uso referente a las temperaturas a las que trabajara nuestro sistema.

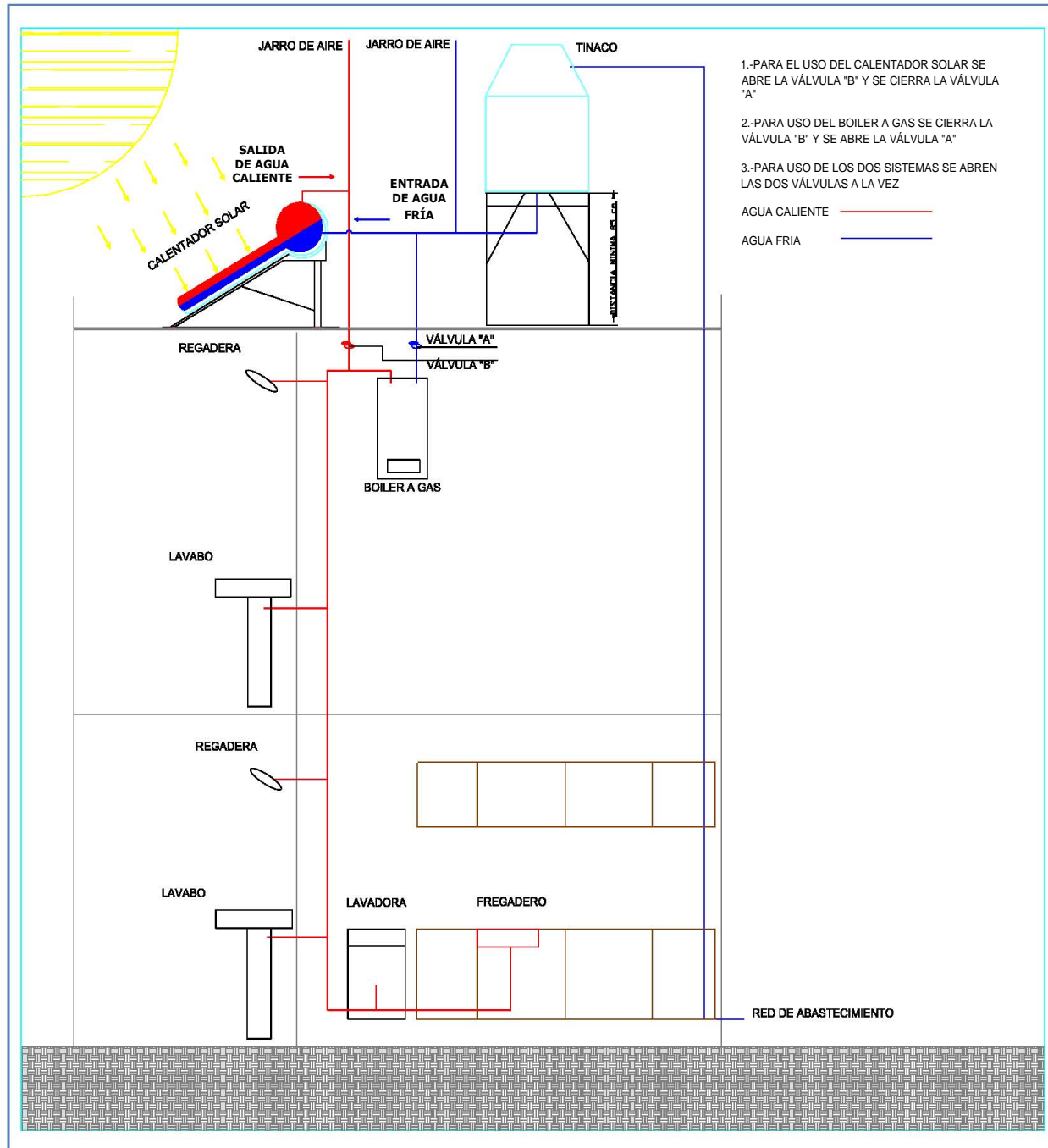
Cuanto más elementos se interpongan entre el colector y los puntos de uso, peor será el rendimiento y cuanto mayor la complejidad de estos elementos, mayor la posibilidad que se estropeen, y más cara su reparación. Por lo tanto, debemos simplificar al máximo el diseño del de este sistema y su instalación para que sea lo más fiable posible.

El diseño de este sistema estará limitado por el cumplimiento de la condición de que en ningún mes del año la energía producida por el sistema podrá superar el 110 % de la demanda energética y en no más de tres meses el 100 % y a estos efectos no se tomarán en consideración aquellos periodos de tiempo en los cuales la demanda energética se sitúe un 50 % por debajo de la media correspondiente al resto del año, tomándose medidas de protección.

La razón es que si se superan estos valores es muy posible que la instalación se sobrecaliente, pierda líquido caloportador y termine por dañarse, lo que la haría muy poco fiable.

Nota: Para una mejor referencia de lo anterior en la [FIGURA 3. 1](#) se muestra la instalación "Típica" que se utiliza en este tipo de sistemas de captación solar para una casa-habitación.

FIGURA 3. 1.- Instalación típica del sistema para una casa-habitación, Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.





3.3. Configuración dimensional del sistema

Conocemos cada uno de los elementos que conforman a nuestro sistema solar térmico de baja temperatura o simplemente; sistema de captación solar. El cual está basado en una configuración por Termosifón directa la cual es una de las más simples referente al tema de colectores solares. En este el fluido de trabajo (agua) que atraviesa el colector y el fluido que llega a los puntos de uso es el mismo. La circulación de este fluido como se sabe es de forma natural (convección natural). Esto ofrece una serie de ventajas e inconvenientes que son los que valoraremos en esta sección. Pero sin embargo la justificación por optar esta configuración es debida a la economía que podemos aplicar, referente a que el número de elementos constitutivos es mínima en comparación con otros sistemas y sus requerimientos que de igual forma son mínimos, lo que abarata considerablemente su precio. A continuación teniendo en cuenta lo anterior y lo aprendido durante el capítulo, se desarrolla el dimensionamiento del sistema.

El proceso de dimensionado debe seguir un orden concreto de cálculo, para ello se divide en tres partes; dimensionamiento del Termotanque, dimensionamiento del captador, dimensionamiento del soporte. El proceso es el siguiente:

3.3.1. Dimensionamiento del Termotanque

Calculo del volumen de acumulación necesario o requerido.- Si el volumen de acumulación es demasiado pequeño, la temperatura a la que el calor quedará acumulado será muy elevada. Un correcto dimensionamiento del sistema de acumulación evitara muchos problemas a nuestro sistema, pues por un mal dimensionado podemos provocar temperaturas muy elevadas en el fluido de trabajo (agua) y con ello, un montón de problemas a los elementos del sistema.

Si por el contrario, el volumen de acumulación es demasiado grande, la temperatura será inferior a la deseada y habrá que hacer un uso inadecuado del sistema de apoyo.

Como regla general podemos indicar que en proyectos de ACS, para aprovechamiento domestico, el volumen de acumulación de agua a 45 °C será:

$$0.8M \leq V \leq M$$

Donde: M es el consumo medio diario en la temporada de uso de agua a 45 °C en litros; V es el volumen de acumulación en litros.

Por lo anterior a continuación en la **TABLA 3. 1** se muestra criterios de demandas comunes en diferentes sitios de consumo de Agua Caliente Sanitaria (ACS).

TABLA 3. 1.-Criterio habitabilidad de una vivienda según el número de dormitorios (Fuente: CTE).

Criterio de demanda	Litros ACS/ día a 45 °C	
Viviendas unifamiliares	30	Por persona
Viviendas multifamiliares	22	Por persona
Hospitales y clínicas	55	Por cama
Hotel ****	70	Por cama
Hotel***	55	Por cama
Hotel/Hostal**	40	Por cama
Camping	40	Por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	Por cama
Residencias (ancianos, estudiantes, etc.)	55	Por cama
Vestuarios/ Duchas colectivas	15	Por servicio
Escuelas	3	Por alumno
Cuarteles	20	Por persona
Fábricas y talleres	15	Por persona
Administrativos	3	Por persona
Gimnasio	20 a 25	Por usuario
Lavanderías	3 a 5	Por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	Por comida
Cafeterías	1	Por almuerzo

Dado que en ocasiones la demanda sea demasiado grande, de tal manera que sea imposible crear un solo sistema de almacenamiento que cubra dicha demanda con el fin de generalizar un solo diseño con límites permisibles que garanticen el buen funcionamiento del sistema, con lo referente a lo aprendido hasta ahora y por orden de importancia se dimensionara al sistema de almacenamiento (Termotanque) de forma tabulada y ordenada (ver TABLA 3. 2), detallando su configuración (ver FIGURA 3. 2 y FIGURA 3. 3).

FIGURA 3. 2.- Configuración dimensional del Termotanque (sin tapas), Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.

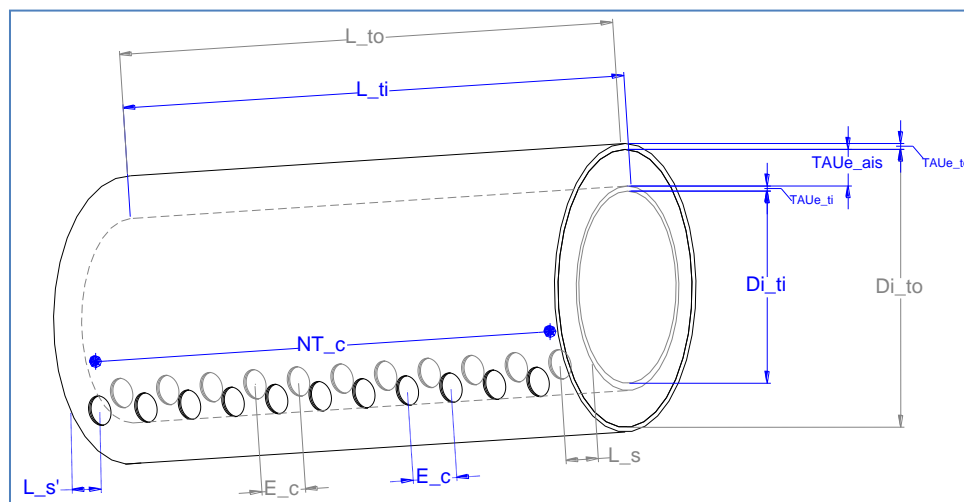


FIGURA 3. 3.-Configuración dimensional en tapas, Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.

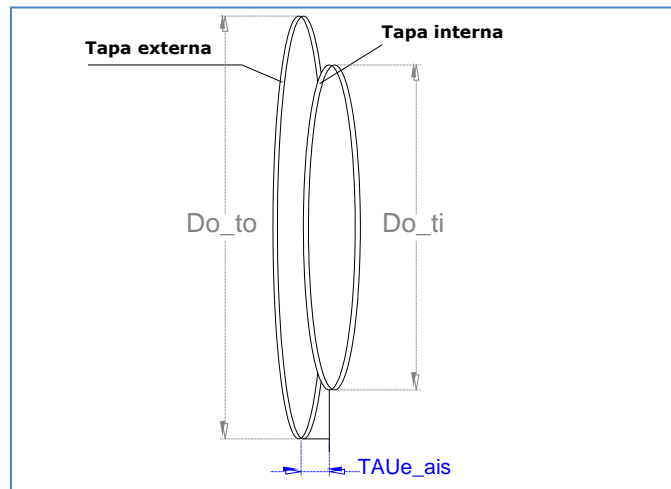


TABLA 3. 2.- Criterios de diseño referenciados al dimensionamiento del Termotanque.

Variable dimensional	Símbolo	Criterio
Longitud del tanque interno	L _{ti}	La longitud del tanque interno se recomienda que cumpla con un; $1.8 \leq L/D \leq 4.5$
Diámetro interno del tanque interno	Di _{ti}	Es muy recomendable que para un buen funcionamiento del Termotanque, el valor de esta variable se encuentre entre; 0.3– 0.6 metros
Longitud del tanque externo	L _{to}	Resuelta por el simulador
Diámetro interno del tanque externo	Di _{to}	Resuelta por el simulador
Espesor de Aislamiento	TAUe _{ais}	Resuelta por el simulador, pero con opción de modificación.
Espaciamiento Limite en el tanque interno	L _s	Esta variable será de libre decisión por el diseñador, por lo que solo se le recomienda que esta no sea menor a; $1/3 \text{ Do}_{cu}$ (ver dimensionamiento del captador)
Espaciamiento Limite en el tanque interno	L _{s'}	Esta se obtiene a partir de; $L'_s = L_s + TAUe_{ais}$
Espaciamiento entre captador-captador	E _c	Se recomienda que esta se encuentre entre; $2/3$ y, $4/3$ del Do_{cu} (ver dimensionamiento del captador)
Número total de captadores	NT _c	Esta se obtiene a partir de; $NT_c = \frac{L_{ti} - 2L_s}{E_c} + 1$



3.3.2. Dimensionamiento del captador

Superficie de captación adecuada.-Una vez determinada la demanda energética, estamos en condiciones de determinar la superficie colectora que ha de tener la instalación. Pero hemos de partir de la idea de que la superficie colectora no va a cubrir nuestras necesidades al cien por cien, pues esto sería física y económicamente inviable.

Reconociendo esto, intentaremos ajustar el valor de la superficie de captación a un valor óptimo. Al poder aplicar varias simulaciones utilizando distintos criterios para determinar qué es lo óptimo por ejemplo cumplir con los criterios de costo, beneficio, funcionalidad, y tiempo. Pero esto depende en gran medida de lo que se quiere, de lo que en verdad se requiere y de lo que se tiene.

Nosotros, para calcular de forma simple la superficie colectora a instalar, seguiremos los siguientes pasos:

- Determinaremos la demanda energética media anual, tal y como se muestra.

ECUACIÓN 3. 1.-Demanda energética media anual para el sistema

$$Q_{UA} = \dot{m}NC_{p_w}(T_f - T_o)$$

Donde:

Q_{UA} : Demanda energética media anual, [J/año].

\dot{m} : Consumo diario de agua, [Kg/día].

N: Días del año

C_{p_w} : Capacidad calorífica del agua, [J/Kg °C]

T_f : Temperatura final del agua, [°C]

T_o : Temperatura inicial del agua, aproximadamente tres grados menor a la temperatura ambiente, [°C]

- El valor calculado anteriormente será dividido por un factor de corrección, debido a las pérdidas que se producen en los distintos elementos de la instalación, lo que nos implicará un aumento de la superficie necesaria. Estos factores de corrección se encuentran recogidos en la siguiente tabla.

TABLA 3. 3.- Factores de corrección debido a las pérdidas en la instalación (Fuente: Luis Bérriz Pérez, Manuel Álvarez González, Manual para el calculo y diseño de calentadores solares, 2008)

Factores de corrección debido a las pérdidas en la instalación.
- Factor parada-puesta en marcha sistema térmico solar Factor de corrección 0,93
- Pérdidas en la acumulación, tuberías, válvulas, accesorios, etc. En instalaciones muy bien diseñadas y aisladas. Factor de corrección 0,90
- Pérdidas en la acumulación, tuberías, válvulas, accesorios, etc. En instalaciones normales, que se corresponden con la mayoría de las instalaciones. Factor de corrección 0,85



CAPITULO 3.-DISEÑO DEL SISTEMA

- | |
|--|
| - Pérdidas en la acumulación, intercambiador, tuberías, válvulas, accesorios, etc. En instalaciones con recorridos muy grandes o no demasiado bien realizadas. Factor de corrección 0,80 |
| - Cuando el consumo se realice concentrado en determinadas horas, que no sean las ultimas de la tarde, o de forma muy espaciada. Factor de corrección 0,8 |
| - Cuando el consumo se realice de forma continua y en especial en las últimas horas de La tarde. Factor de corrección 0,9 |

-Hasta ahora no se ha tomado en cuenta las perdidas presentadas en el Termotanque, por lo que para dicha evaluación, se utilizara el procedimiento Winn, citado por OROZCO [12], en donde el coeficiente de perdidas en el tanque, utilizando el criterio de ASHRAE, es:

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

U_t , Valor del coeficiente global de pérdidas de calor en el Termotanque citado por OROZCO.

Por lo tanto, el calor perdido en el Termotanque durante un año es:

ECUACIÓN 3. 2.- Calor perdido de referencia por el Termotanque

$$Q_{loss_t} = [U_t A_t (T_f - T_a)] 24 * 365$$

Donde:

Q_{loss_t} : Calor perdido en el Termotanque durante un año, [J/año].

A_t : Area exterior del Termotanque con tapas, [m²].

T_a : Temperatura ambiente media en el sitio, [°C].

A hora sumaremos la demanda energética media anual y las pérdidas anuales en el Termotanque para obtener la demanda energética media anual total ($Q_{UA_{tot}}$), [J/año].

ECUACIÓN 3. 3.-Demanda energética media anual total para el sistema

$$Q_{UA_{tot}} = Q_{UA} + Q_{loss_t}$$

- A continuación, dividiremos el valor de la demanda energética media anual total, anteriormente obtenido, por el valor corregido de la irradiación media diaria aportada, por cada metro cuadrado de colector solar y la eficiencia del sistema, suponiendo a esta ultima un valor de 0.5 (η). Con lo que obtendremos el área útil (A_c) para el colector solar.

ECUACIÓN 3. 4.-Área útil requerida por el colector solar

$$A_c = Q_{UA_{tot}} / (\eta \cdot H_s \cdot 365)$$

Donde:

H_s : Irradiación global sobre la superficie del colector, (J/m²-dia)

Una vez obtenida el área expuesta del colector solar necesarios, comprobaremos que para aplicaciones de ACS, el área total del colector tendrá un valor tal que se cumpla la condición:

$$50 < V / A < 180$$

Siendo: A el área expuesta del colector (m²); V el volumen del depósito de acumulación solar o simplemente Termotanque (litros).

Una vez conseguido esto y aplicando el procedimiento explicado anteriormente seremos capaces de calcular la superficie de captación. La cual debe cumplir con que el dimensionado básico de una instalación, para cualquier aplicación, deberá realizarse de forma que en ningún mes del año la energía producida por la instalación solar supere el 110 % de la demanda de consumo y no más de tres meses seguidos el 100 %. A estos efectos, y para instalaciones de un marcado carácter estacional, no se tomarán en consideración aquellos períodos de tiempo en los cuales la demanda se sitúe un 50 % debajo de la media correspondiente al resto del año.

FIGURA 3. 4.-Configuración dimensional del captador solar, Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.

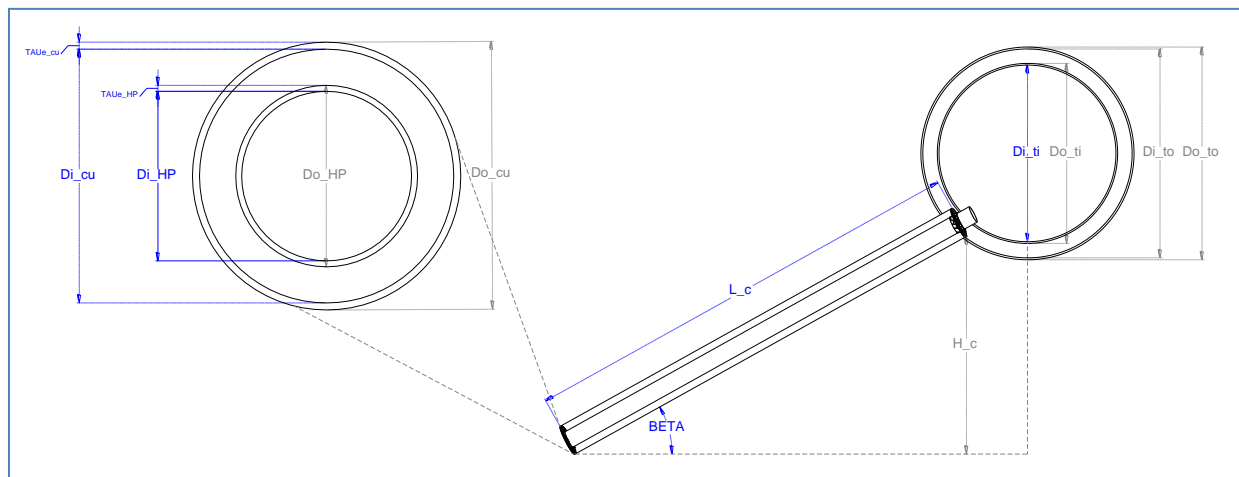




TABLA 3. 4.-Criterios de diseño referenciados al dimensionamiento del captador.

Variable dimensional	símbolo	criterio
Longitud del captador	L_c	Se recomienda que este tenga un valor entre; 1.0 y 2.0 metros.
Diámetro interno del Heat Pipe	Di_HP	Es muy recomendable que para un buen funcionamiento del termosifón del, el valor de este diámetro sea mayor o igual a 1.5" pero menor a 3" por cuestiones económicas.
Longitud del tanque externo	L_to	Resuelta por el simulador
Diámetro interno del tanque externo	Di_to	Resuelta por el simulador
Diámetro interno de la cubierta	Di_cu	Se recomienda que la diferencia entre el Di_HP y el Di_cu, no sea mayor a 1.5" por cuestiones económicas y sobretodo no afectar al efecto invernadero.
Angulo de inclinación del colector.	BETA	Resuelta por el simulador, pero con opción de modificación.

3.3.3. Dimensionamiento del soporte

En el caso del dimensionamiento para el soporte, quien será el apoyo físico del sistema se tendrá libertad total para su diseño siempre y cuando que este, se adapte completamente al dimensionado anteriormente descrito para el sistema, dado que el diseño del soporte se prevé que varié respecto a las diferentes necesidades que se den para cada caso en particular.

Sin embargo se tendrá muy en cuenta que los materiales de construcción del soporte deberán ser lo suficientemente resistentes para soportar el peso del sistema y además deberán ser resistentes al intemperie.

4. Simulación del sistema

El presente capítulo se enfoca a dar a conocer el algoritmo de cálculo implementado para llevar a cabo la simulación transitoria de nuestro sistema de captación solar, utilizando “MATLAB”, aunado a esto, presentando el código de simulación el cual será validado utilizando datos experimentales obtenidos por alumnos de Ingeniería Química de la Facultad de Estudios Superiores “Zaragoza”, quienes realizaron su Servicio Social, el cual formo parte del programa; “DESARROLLO DE TECNOLOGIA PARA EL APROVECHAMIENTO DE ENERGIAS RENOVABLES” **CLAVE:** 2010-12/48-281, cuyo objetivo fue el diseño y construcción del presente sistema a escala (nivel prototipo), ver **FIGURA 4. 1.**

FIGURA 4. 1.-Detalles de construcción del prototipo a escala del sistema, desarrollado por alumnos de Servicio Social de la FES “Zaragoza”. Fuente: Informe de Servicio Social, “DESARROLLO DE TECNOLOGIA PARA EL APROVECHAMIENTO DE ENERGIAS RENOVABLES”.



Haciendo una énfasis especial al programa de simulación y a los resultados obtenidos por este, se le nombrara a este programa como; programa TSSYSS por sus siglas en ingles **Transient Solar SYStem Simuion program**, cuya traducción al español es; Programa de Simulación de un Sistema Solar Transiente, con el único fin de tener una mejor referencia al hablar de este programa.

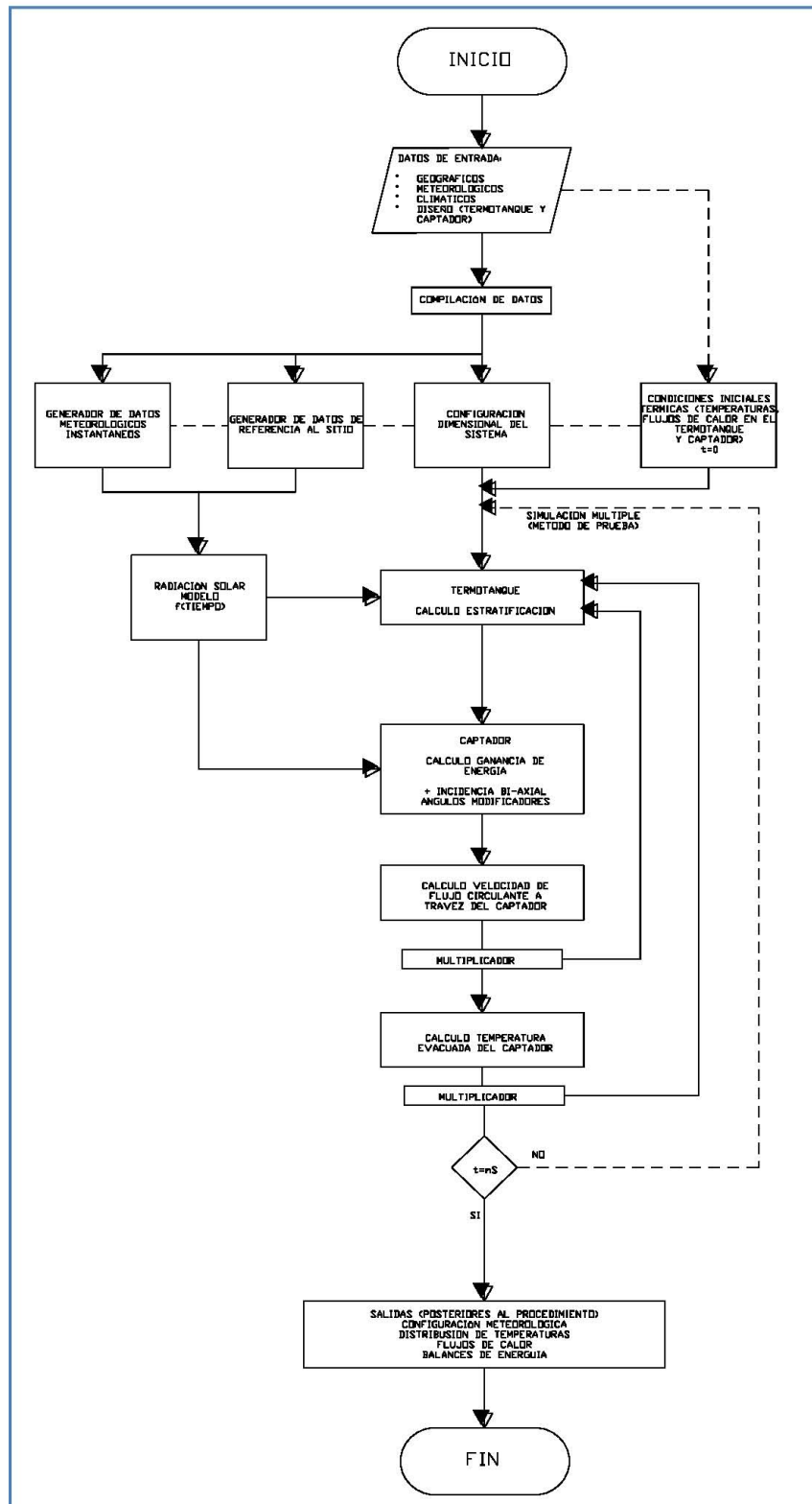
4.1. Diagrama de flujo

A continuación se muestra el diagrama de flujo de cálculo en el cual se basa el programa TSSYSS.



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

FIGURA 4. 2.- Diagrama de Flujo (Simulación), Elaborado por: J. Oswaldo Bastida Yañez.





4.2. Código de simulación

```
clear
clc

%.....--TSSYS--.....%
%.....(Transient Solar SYStem Simulation program).....%
%Este programa predice el comportamiento de la Irradiación e Irradiancia solar sobre un colector solar %inclinado,
dado un sitio del territorio Mexicano, utilizando normales meteorológicas referenciadas al %sitio de estudio, y a
partir de esto desarrolla la simulación de un sistema transiente de colección solar, %quien cuenta con un diseño ya
definido, reportando así su comportamiento térmico a lo largo del %tiempo de insolación al cual estará sometido,
para la obtención de Agua Caliente Sanitaria (ACS).
%Este programa se complementa con la tesis profesional a nivel Licenciatura específicamente en el Área %de
Ingeniería Química, la cual lleva por nombre;"MODELADO TERMICO DE UN COLECTOR DE ENERGIA %SOLAR
UTILIZANDO MATLAB", que tiene como objetivo el desarrollo del presente programa.
%-----ELABORADO POR: EL FUTURO IQ. JOSE OSWALDO BASTIDA YAÑEZ-----%
%-----**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES "ZARAGOZA"**-----%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%***ORGULLOSAMENTE UNAM***%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%-----**04-JUNIO-2011**-----%
%-----
disp('*****TSSYS*****')
disp('***** (Transient Solar SYStem Simulation program)*****')
disp('DATOS DE ENTRADA')
disp('DATOS GEOGRAFICOS LOCALES')
disp('Longitud(grados)')
LLoc=input('LLoc=');
LLoc=LLoc*(pi/180); %(radianes)
disp('Longitud del meridiano de Referencia(grados)') % ver figura 1.11 de la tesis
LRef=input('LRef=');
LRef=LRef*(pi/180); %(radianes)
disp('Latitud(grados)')
PHI=input('PHI=');
PHI=PHI*(pi/180); %(radianes)
%-----
disp('NORMALES CLIMATOLOGICAS LOCALES')
disp('DIA DEL AÑO O DIA TIPO') %el día tipo es un día del año que hace referencia al día al cual se le %realizara el
estudio y se define como el día teórico que presentaría un comportamiento medio %representativo del mes, por lo
que las normales climatológicas estarán referenciadas a este día.
%Cabe mencionar que este día solo se utilizara cuando se requiera de un análisis de mensual. Y en caso %de que
solo se requiera de un análisis diario las normales climatológicas estarán referenciadas en específico a este día del
año.
J=input('J='); % día juliano del año
disp('Irradiación global(MJ/m2*día)')
HS_0=input('HS_0=');
disp('Albedo del suelo')
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
RHOsuelo=input('RHOsuelo='); %Reflectividad global de la superficie
disp('Temperatura ambiente media durante el día (°K)')
Ta_md=input('Ta_md=');
disp('Temperatura ambiente media durante la noche (°K)')
Ta_mn=input('Ta_mn=');
disp('Temperatura media del agua por la mañana (°K)')
Tw_mm=input('Tw_mm=');
disp('Velocidad media del viento durante el día (m/s)')
vv_md=input('vv_md=');
%-----
disp('DISEÑO DEL TERMOTANQUE o SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE ACS')
disp('DATOS TECNICOS')
%+++++
disp('TANQUE INTERNO')
disp('Diámetro interno (metros)')
Di_ti=input('Di_ti=');
disp('Espesor (milímetros)')
TAUe_ti=input('TAUe_ti=');
TAUe_ti=TAUe_ti/1000; %(metros)
Do_ti=Di_ti+(TAUe_ti*2); %(metros)
r1_t=Di_ti/2;
r2_t=Do_ti/2;
disp('Longitud (metros)')
L_ti=input('L_ti=');
disp('Propiedades físicas del T.I.')
disp('Conductividad térmica (W/m°K)')
k_ti=input('k_ti=');
disp('Capacidad calorífica (J/Kg°K)')
Cp_ti=input('Cp_ti=');
disp('Densidad (Kg/m3)')
RHO_ti=input('RHO_ti=');
%+++++
disp('AISLANTE')
disp('Propiedades físicas del A.')
disp('Conductividad térmica (W/m°K)')
k_ais=input('k_ais=');
disp('Capacidad calorífica (J/Kg°K)')
Cp_ais=input('Cp_ais=');
disp('Densidad (Kg/m3)')
RHO_ais=input('RHO_ais=');
%+++++
disp('Criterios de Diseño')
disp('Espesor critico de aislamiento (cm)')
TAUec_ais=(k_ais/20)*100
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
disp('Espesor recomendado de aislamiento (cm)')
r3_t=(exp((k_ais*(343-(Ta_mn+10)))/(0.8*(343-Ta_mn)*r2_t))*r2_t); %(metros)

TAUer_ais=(r3_t-r2_t)*100
%En caso de escoger un espesor de aislamiento diferente al recomendado se especificara su valor a %continuación.
En caso contrario se tendrá que volver a digitalizar el resultado anterior (Espesor %recomendado de aislamiento).
disp('Ingresar el espesor de aislamiento seleccionado (cm)')
TAUe_ais=input('TAUe_ais=');
TAUe_ais=TAUe_ais/100; %(metros)
r3_t=r2_t+TAUe_ais;
%+++++
disp('TANQUE EXTERNO')
disp('Diámetro interno (metros)')
Di_to=r3_t*2
disp('Espesor (milímetros)')
TAUe_to=input('TAUe_to=');
TAUe_to=TAUe_to/1000; %(metros)
Do_to=Di_to+(TAUe_to*2); %(metros)
r4_t=Do_to/2;
disp('Longitud (metros)')
L_to=L_ti+(TAUe_ais*2)
disp('Propiedades físicas del T.E.')
disp('Conductividad térmica (W/m°K)')
k_to=input('k_to=');
disp('Capacidad calorífica (J/Kg°K)')
Cp_to=input('Cp_to=');
disp('Densidad (Kg/m3)')
RHO_to=input('RHO_to=');
%-----

disp('DISEÑO DEL CAPTADOR')
disp('DATOS TECNICOS')
%+++++
disp('HEAT PIPE o TUBO CALIENTE')
disp('Diámetro interno (milímetros)')
Di_HP=input('Di_HP=');
Di_HP=Di_HP/1000; %(metros)
disp('Espesor(milímetros)')
TAUe_HP=input('TAUe_HP=');
TAUe_HP=TAUe_HP/1000; %(metros)
Do_HP=Di_HP+(TAUe_HP*2); %(metros)
r1_c=Di_HP/2; %(metros)
r2_c=Do_HP/2; %(metros)
disp('Propiedades físicas del H.P.')
disp('Conductividad térmica (W/m°K)')
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
k_HP=input('k_HP=');
disp('Capacidad calorífica (J/Kg°K)')
Cp_HP=input('Cp_HP=');
disp('Densidad (Kg/m3)')
RHO_HP=input('RHO_HP=');
%+++++
disp('MATERIAL ABSORVEDOR')
disp('Emisividad')
EPSILON_sc=input('EPSILON_sc=');
disp('Absortividad')
ALFA_sc=input('ALFA_sc=');
%+++++
disp('TUBO DE CUBIERTA')
disp('Diámetro interno (milímetros)')
Di_cu=input('Di_cu=');
Di_cu=Di_cu/1000; %(metros)
disp('Espesor (milímetros)')
TAUe_cu=input('TAUe_cu=');
TAUe_cu=TAUe_cu/1000; %(metros)
Do_cu=Di_cu+(TAUe_cu*2); %(metros)
r3_c=Di_cu/2; %(metros)
r4_c=Do_cu/2; %(metros)
disp('Propiedades físicas de la cubierta')
disp('Conductividad térmica (W/m°K)')
k_cu=input('k_cu=');
disp('Capacidad calorífica (J/Kg°K)')
Cp_cu=input('Cp_cu=');
disp('Densidad (Kg/m3)')
RHO_cu=input('RHO_cu=');
disp('Emisividad')
EPSILON_cu=input('EPSILON_cu=');
disp('Absorvatividad')
ALFA_cu=input('ALFA_cu=');
disp('Transmitividad')
TAU_cu=input('TAU_cu=');
% Longitud y Número de captadores solares que conforman al sistema de colección solar.
disp('Longitud del Captador (metros)')
L_c=input('L_c=');
disp('Numero de Captadores Solares en el Sistema')
NT_c=input('NT_c=');
%-----
%-----
%CONSTANTES
SS=1353; %Constante Solar (W/m2)
```




CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
SIGMA=5.67e-8; %Constante de Stefan-Boltzmann (W/m2K4)
g=9.81; %aceleración gravitatoria (m/s2)
%-----
%RESULTADOS
%coordenadas horarias
DELTA=23.45*sin(360*((284+J)/365))*pi/180; %Declinación solar (grados)
DELTA=DELTA*pi/180; % (radianes)
B=((360*(J-81))/364)*pi/180; %(radianes)
DELTAt=9.78*sin(2*B)-7.53*cos(B)-1.5*sin(B);%(minutos)
%insolación máxima
nS=(2*180/pi*(acos(-tan(PHI)*tan(DELTA))))/15; %numero de horas con radiación solar directa
disp('ángulo de inclinación optimo del colector (radianes)')
BETA=(round(PHI*(180/pi)*1.2)+15)*pi/180 %(radianes)
disp('ángulo de inclinación ideal respecto al día juliano de estudio (radianes)')
BETAideal=asin(1)-(asin((sin(PHI)*sin(DELTA))+cos(PHI)*cos(DELTA)))) %(radianes)
%En caso de escoger un ángulo de inclinación del colector diferente al óptimo, se especificara su valor a
%continuación. En caso contrario se tendrá que volver a digitalizar el resultado anterior (ángulo de inclinación
óptimo del colector).
disp('Ingresar el ángulo de inclinación del colector seleccionado (radianes)')
BETA=input('BETA=');
%ángulo horario de puesta del Sol para el plano horizontal
OMEGA_SP=((15*nS)/2)*pi/180; %(radianes)
%hora solar de la puesta del Sol
hr_SP=(OMEGA_SP*180/pi)/15+12; %(horas)
%altura angular solar máxima
hS_max=(90*pi/180)-PHI+DELTA; %(radianes)
%hora local de la puesta del Sol
hr_LocP=hr_SP-((4*(180/pi)*(LRef-LLoc)+DELTAt)/60); %(horas)
%hora local de salida del Sol
hr_LocOUT=hr_LocP-nS; %(horas)
%IRRADIACION EXTRATERRESTRE RESPECTO AL PLANO HORIZONTAL
FTS=1+(0.034*cos((pi/180)*(360*J/365.25))); %Factor de corrección por el efecto de la Traslación Terrestre
HS_e_0=((24*3600/pi)*SS*FTS*((OMEGA_SP*sin(PHI)*sin(DELTA))+cos(PHI)*cos(DELTA)*sin(OMEGA_SP)))/10000
00; %(MJ/m2 día)
%normalización
IS_n0=((HS_0/nS)*1000000)/3600; %Irradiancia solar normalizada durante el día en un plano horizontal (W/m2)
IS_e_n0=((HS_e_0/nS)*1000000)/3600; %Irradiancia extraterrestre solar normalizada durante el día en un plano
horizontal (W/m2)
%Índice de claridad
KT=IS_n0/IS_e_n0;
%RESPECTO AL PLANO INCLINADO
%ángulo horario de puesta del Sol para el plano inclinado
OMEGA_primaSP=min(OMEGA_SP,acos(-tan(PHI-BETA)*tan(DELTA))); %(radianes)
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

%ángulo de incidencia, sin modificación alguna durante el día dado a la forma ortogonal del captador %por lo que este captara energía solar a todas horas del día

THETA_i=acos((sin(DELTA)*sin(PHI)*cos(BETA))-

(sin(DELTA)*cos(PHI)*sin(BETA))+cos(DELTA)*cos(PHI)*cos(BETA))+cos(DELTA)*sin(PHI)*sin(BETA)); %radianes

%Cociente entre la media mensual de la irradiación difusa diaria sobre el plano inclinado y sobre la %horizontal

RB=((cos(PHI-BETA)*cos(DELTA)*sin(OMEGA_primaSP))+OMEGA_primaSP*sin(PHI-

BETA)*sin(DELTA))/((cos(PHI)*cos(DELTA)*sin(OMEGA_SP))+OMEGA_SP*sin(PHI)*sin(DELTA));

%Correlación de Collares-Pereira y Rabl (1979) para la Irradiación difusa yTotal en el plano inclinado

CCPR=0.775+0.347*(OMEGA_SP-(pi/2))-((0.505+0.0261*(OMEGA_SP-(pi/2)))*cos(2*Kt-1.8));

%Cociente entre la media mensual de la irradiación total diaria sobre el plano inclinado y sobre la %horizontal

RA=((1-CCPR)*RB)+(CCPR*(1+cos(BETA))/2)+(RHOSuelo*(1-cos(BETA))/2);

%IRRADIACION TOTAL RESPECTO AL PLANO INCLINADO

HS=HS_0*RA; %(MJ/m2*día)

%NUMERO TOTAL DE INTERACCIONES REFERENTE AL INTERVALO DEL TIEMPO

Nit=nS*3600; %(segundos)

%-----

hr_Locmn=(hr_LocP+(24-nS)/2)-24; %hora local de la media noche

Tc_md=0.0552*Ta_md^1.5; %Temperatura efectiva del cielo media durante el dia(°K)

%-----

%Diseño inter-dimensional del sistema

disp('Altura del captador sobre el nivel de piso (metros)')

H_c=L_c*sin(BETA)

disp('Para comenzar la simulación dar clic en el botón enter del teclado')

ENTER=input('PRESIONE ENTER')

Lc_HP=r1_c/2; %Longitud característica del Heat Pipe para el calculo conv1F_c y conv1C_c (metros)

Lc_ac=(Di_cu-Do_HP)/2; %Longitud característica del anulo del captador para el calculo de conv2_c (metros)

Lc_t=r1_t/2; %Longitud característica del Termotanque para el calculo de conv1_t (metros)

%Longitud de los estratos (metros)

%El número cinco representa el número de estratos del Termotanque y el número seguido es el número %de estrato

Lst_1=(Di_ti/5)*1;

Lst_2=(Di_ti/5)*2;

Lst_3=(Di_ti/5)*3;

Lst_4=(Di_ti/5)*4;

Lst_5=(Di_ti/5)*5;

%Altura de límites de frontera entre estratos (metros)

H1_2=H_c+Lst_1;

H2_3=H1_2+Lst_2;

H3_4=H2_3+Lst_3;

H4_5=H3_4+Lst_4;

%Área transversal al flujo en los estratos (metros cuadrados)

Ast_1=NT_c*(pi*r1_c^2)/2;

Ast_2=2*sqrt(r1_t^2-(Lst_1-r1_t)^2);

Ast_3=2*sqrt(r1_t^2-(Lst_2-r1_t)^2);



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
Ast_4=2*sqrt(r1_t^2-(Lst_3-r1_t)^2);
Ast_5=2*sqrt(r1_t^2-(Lst_4-r1_t)^2);
%Volúmenes de estratos (metros cúbicos)
Vst_1=L_ti*((Lst_1-r1_t)*sqrt(r1_t^2-(Lst_1-r1_t)^2)+r1_t^2*asin((Lst_1-r1_t)/r1_t)+r1_t^2*pi/2);
Vst_2=(L_ti*((Lst_2-r1_t)*sqrt(r1_t^2-(Lst_2-r1_t)^2)+r1_t^2*asin((Lst_2-r1_t)/r1_t)+r1_t^2*pi/2))-Vst_1;
Vst_3=(L_ti*((Lst_3-r1_t)*sqrt(r1_t^2-(Lst_3-r1_t)^2)+r1_t^2*asin((Lst_3-r1_t)/r1_t)+r1_t^2*pi/2))-Vst_1+Vst_2);
Vst_4=(L_ti*((Lst_4-r1_t)*sqrt(r1_t^2-(Lst_4-r1_t)^2)+r1_t^2*asin((Lst_4-r1_t)/r1_t)+r1_t^2*pi/2))-
(Vst_1+Vst_2+Vst_3);
Vst_5=(L_ti*((Lst_5-r1_t)*sqrt(r1_t^2-(Lst_5-r1_t)^2)+r1_t^2*asin((Lst_5-r1_t)/r1_t)+r1_t^2*pi/2))-
(Vst_1+Vst_2+Vst_3+Vst_4);
%-----
%Modificadores del ángulo de incidencia
%Longitudinal
K_iL=1-0.1833*((1/cos(THETA_i))-1);
%Transversal
K iT=1+0.3610*((1/cos(THETA_i))-1);
%Total
K_i=K_iL*K iT;
%-----
%Se considera que el sistema se encuentra en equilibrio térmico a t=0, por lo que la "Temperatura de equilibrio"
será igual a la "Temperatura media del agua por la mañana", entonces:
%a t=0
T_cu=Tw_mm; %Temperatura en la cubierta en t=0
T_HP=Tw_mm; %Temperatura del Heat Pipe en t=0
TwF_c=Tw_mm; %Temperatura media del agua en el lado frio del captador en t=0
TwC_c=Tw_mm; %Temperatura media del agua en el lado caliente del captador en t=0
Tw_c=Tw_mm; %Temperatura media del agua en el captador en t=0
Tst_1=Tw_mm; %Temperatura media en el estrato 1 en t=0
Tst_2=Tw_mm; %Temperatura media en el estrato 2 en t=0
Tst_3=Tw_mm; %Temperatura media en el estrato 3 en t=0
Tst_4=Tw_mm; %Temperatura media en el estrato 4 en t=0
Tst_5=Tw_mm; %Temperatura media en el estrato 5 en t=0
Tw_t=Tw_mm; %Temperatura media del agua en el Termotanque en t=0
T_sti=Tw_mm; %Temperatura de la superficie del tanque interno en t=0
T_sto=Tw_mm; %Temperatura de la superficie del tanque externo en t=0
%q a t=0
qconv1F_c=0;
qconv1C_c=0;
qconv2_c=0;
qrad1_c=0;
qconv3_c=0;
qrad2_c=0;
qconv1_t=0;
qcond1_t=0;
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
qconv2_t=0;
qconv1_ta=0;
qcond1_ta=0;
qconv2_ta=0;
%-----
for t=0:Nit;
hr_Loc=hr_LocOUT+(t/3600); %hora local (horas)
hr_S=hr_Loc+((4*(180/pi)*(LRef-LLoc)+DELTA)/60); %hora solar(horas)
OMEGA_S=(hr_S-12)*15*(pi/180); %ángulo horario solar (radianes)
hS=asin((sin(PHI)*sin(DELTA))+cos(PHI)*cos(DELTA)*cos(OMEGA_S)); %altura angular solar (radianes)
a_S=asin((cos(DELTA)*sin(OMEGA_S))/cos(hS)); %azimut solar (radianes)
THETA_z=(pi/2)-hS; %ángulo cenital (radianes)
IS_e_0=SS*FTS*sin((hS)); %Irradiancia solar extraterrestre en el plano horizontal (W/m2)
ISb_c=(IS_e_0*KT*cos(THETA_i)); %Irradiancia solar directa sobre el colector (W/m2)
ISb_c=(ISb_c>0)*ISb_c;
ISd_c=(1.39-(4.03*KT)+(5.53*(KT^2))-(3.1*(KT^3)))*IS_e_0; %Irradiancia solar difusa sobre el colector, aplicando
una modificación interna de la correlación propuesta por Lui Jordan (W/m2)
ISd_c=(ISd_c>0)*ISd_c;
ISr_c=(0.5*RHOsuelo*IS_e_0*(1-cos(BETA))); %Irradiancia solar reflejada por el suelo hacia el colector (W/m2)
ISr_c=(ISr_c>0)*ISr_c;
IS_c=ISb_c+ISd_c+ISr_c; %Irradiancia solar total incidida sobre el colector (W/m2)
%-----
%Balances de energía (calculo de las "T" FUTURAS)
%En el captador
%velocidad de flujo en el captador
%Propiedades físicas del agua a T media
BETA1_C=(1.2899-((0.0026479)*2*((TwC_c+Tst_1)/2)))/(-848.74+(1.2899*((TwC_c+Tst_1)/2)-
(0.0026479*((TwC_c+Tst_1)/2)^2)); %coeficiente de expansión volumétrica (1/°K)
v_c=(g*H_c/2)^(1/2)*BETA1_C*(TwC_c-Tst_1); %velocidad de flujo (m/s)
v_c=(v_c>0)*v_c; %velocidad de flujo corregido (m/s)
Vq_c=v_c*(pi*r1_c^2/2); %caudal volumétrico en el captador (m^3/s)
%TwF_c
%propiedades físicas del agua a T media
RHO1_F=848.74+(1.2899*((Tst_1+TwF_c)/2))-(0.0026479*((Tst_1+TwF_c)/2)^2); %Densidad (Kg/m3)
Cp1_F=22818-(194.34*((Tst_1+TwF_c)/2))+(0.75179*((Tst_1+TwF_c)/2)^2)-
(0.0012858*((Tst_1+TwF_c)/2)^3)+(0.0000082833*((Tst_1+TwF_c)/2)^4); %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
%propiedades físicas del agua en el lado frío del captador a la temperatura INICIAL (TwF_c)
RHOwF_c=848.74+(1.2899*TwF_c)-(0.0026479*TwF_c^2); %Densidad (Kg/m3)
MUwF_c=0.19415-(0.0021938*TwF_c)+(0.000009887*TwF_c^2)-
(0.00000022152*TwF_c^3)+(0.0000000024646*TwF_c^4)-(0.00000000000010886*TwF_c^5); %viscosidad
dinámica (kg/m-s)
CpwF_c=22818-(194.34*TwF_c)+(0.75179*TwF_c^2)-(0.0012858*TwF_c^3)+(0.0000082833*TwF_c^4);
%Capacidad calorífica (J/Kg°K)
RewF_c=RHOwF_c*v_c*Lc_HP/MUwF_c; %Numero de Reynolds en la parte fría del captador
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
TwF_c=TwF_c+((qconv1F_c-(Vq_c*RHO1_F*Cp1_F*(TwF_c-Tst_1)))/(RHOwF_c*(pi*r1_c^2*L_c/2)*CpwF_c));
%Temperatura futura en el lado frio del captador (°K)
%TwC_c
%propiedades físicas del agua a T media
RHOwF_c=848.74+(1.2899*((TwF_c+TwC_c)/2))-(0.0026479*((TwF_c+TwC_c)/2)^2); %Densidad (Kg/m3)
CpF_c=22818-(194.34*((TwF_c+TwC_c)/2))+0.75179*((TwF_c+TwC_c)/2)^2-
(0.0012858*((TwF_c+TwC_c)/2)^3)+(0.00000082833*((TwF_c+TwC_c)/2)^4); %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
%propiedades físicas del agua en el lado caliente del captador a la temperatura INICIAL (TwC_c)
RHOwC_c=848.74+(1.2899*TwC_c)-(0.0026479*TwC_c^2); %Densidad (Kg/m3)
MUwC_c=0.19415-(0.0021938*TwC_c)+(0.000009887*TwC_c^2)-
(0.00000022152*TwC_c^3)+(0.00000000024646*TwC_c^4)-(0.00000000000010886*TwC_c^5); %viscosidad
dinámica (kg/m-s)
CpwC_c=22818-(194.34*TwC_c)+(0.75179*TwC_c^2)-(0.0012858*TwC_c^3)+(0.00000082833*TwC_c^4);
%Capacidad calorífica (J/Kg°K)
RewC_c=RHOwC_c*v_c*Lc_HP/MUwC_c; %Numero de Reynolds en la parte caliente del captador
TwC_c=TwC_c+((qconv1C_c-(Vq_c*RHOwC_c*CpF_c*(TwC_c-TwF_c)))/(RHOwC_c*(pi*r1_c^2*L_c/2)*CpwC_c));
%Temperatura futura en el lado caliente del captador (°K)
%T_HP
T_HP=T_HP+(((TAU_cu*ALFA_sc*K_i*IS_c*(L_c^2*pi*r2_c))-qconv1F_c-qconv1C_c-qconv2_c-
grad1_c)/(L_c*pi*(r2_c^2-r1_c^2)*RHO_HP*Cp_HP)); %Temperatura futura en la superficie externa del Heat Pipe
(°K)
%T_cu
T_cu=T_cu+(((ALFA_cu*IS_c*(L_c^2*pi*r4_c))+qconv2_c+grad1_c-qconv3_c-grad2_c)/(L_c*pi*(r4_c^2-
r3_c^2)*RHO_cu*Cp_cu)); %Temperatura futura en la cubierta (°K)
%En el termostanque
%Tst_1
%Propiedades físicas del agua a T media
RHOC_1=848.74+(1.2899*((Tst_1+TwC_c)/2))-(0.0026479*((Tst_1+TwC_c)/2)^2); %Densidad (Kg/m3)
CpC_1=22818-(194.34*((Tst_1+TwC_c)/2))+0.75179*((Tst_1+TwC_c)/2)^2-
(0.0012858*((Tst_1+TwC_c)/2)^3)+(0.00000082833*((Tst_1+TwC_c)/2)^4); %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
Vq1_cs=v_c*Ast_1; %caudal volumétrico en la frontera entre el st1 y todos los captadores
%Propiedades físicas del agua a T media
RHO1_2=848.74+(1.2899*((Tst_2+Tst_1)/2))-(0.0026479*((Tst_2+Tst_1)/2)^2); %Densidad (Kg/m3)
Cp1_2=22818-(194.34*((Tst_2+Tst_1)/2))+0.75179*((Tst_2+Tst_1)/2)^2-
(0.0012858*((Tst_2+Tst_1)/2)^3)+(0.00000082833*((Tst_2+Tst_1)/2)^4); %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
BETA1_2=(1.2899-(0.0026479)*2*((Tst_2+Tst_1)/2))/(-848.74+(1.2899*((Tst_2+Tst_1)/2))-
(0.0026479*((Tst_2+Tst_1)/2)^2)); %coeficiente de expansiónvolumétrica (1/°K)
v1_2=(g*H1_2/2)^(1/2)*BETA1_2*(Tst_1-Tst_2); %velocidad de flujo (m/s)
v1_2=(v1_2>0)*v1_2;
Vq1_2=v1_2*(Ast_2/2); %caudal volumétrico en la frontera 1-2 (m^3/s)
%Propiedades físicas del agua a T_st1
RHO_1=848.74+(1.2899*Tst_1)-(0.0026479*Tst_1^2); %Densidad (Kg/m3)
Cp_1=22818-(194.34*Tst_1)+(0.75179*Tst_1^2)-(0.0012858*Tst_1^3)+(0.00000082833*Tst_1^4); %Capacidad
calorífica (J/Kg°K)
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

$$dE=Vq1_cs*RHOc_1*CpC_1*(TwC_c-Tst_1);$$

$$Tst_1=Tst_1+(((dE)-(Vq1_2*RHO1_2*Cp1_2*(Tst_1-Tst_2))-(qconv1_t/5)-$$
$$(2*qconv1_ta/5))/(Vst_1*RHO_1*Cp_1)); \%Temperatura futura en el st_1 (^{\circ}K)$$

%Tst_2

%Propiedades físicas del agua a T media

$$RHO2_3=848.74+(1.2899*((Tst_2+Tst_3)/2))-(0.0026479*((Tst_2+Tst_3)/2)^2); \%Densidad (Kg/m3)$$

$$Cp2_3=22818-(194.34*((Tst_2+Tst_3)/2))+(0.75179*((Tst_2+Tst_3)/2)^2)-$$
$$(0.0012858*((Tst_2+Tst_3)/2)^3)+(0.00000082833*((Tst_2+Tst_3)/2)^4); \%Capacidad calorífica (J/Kg^{\circ}K)$$

$$BETA2_3=(1.2899-((0.0026479)*2*((Tst_2+Tst_3)/2)))/(-(848.74+(1.2899*((Tst_2+Tst_3)/2))-$$
$$(0.0026479*((Tst_2+Tst_3)/2)^2)); \%coeficiente de expansión volumétrica (1/^{\circ}K)$$

$$v2_3=(g*H2_3/2)^{(1/2)}*BETA2_3*(Tst_2-Tst_3); \%velocidad de flujo (m/s)$$

$$v2_3=(v2_3>0)*v2_3;$$

$$Vq2_3=v2_3*(Ast_3/2); \%caudal volumétrico en la frontera 2-3 (m^3/s)$$

%Propiedades físicas del agua a T_st2

$$RHO_2=848.74+(1.2899*Tst_2)-(0.0026479*Tst_2^2); \%Densidad (Kg/m3)$$

$$Cp_2=22818-(194.34*Tst_2)+(0.75179*Tst_2^2)-(0.0012858*Tst_2^3)+(0.00000082833*Tst_2^4); \%Capacidad$$
$$calorífica (J/Kg^{\circ}K)$$

$$Tst_2=Tst_2+(((Vq1_2*RHO1_2*Cp1_2*(Tst_1-Tst_2))-(Vq2_3*RHO2_3*Cp2_3*(Tst_2-Tst_3))-(qconv1_t/5)-$$
$$(2*qconv1_ta/5))/(Vst_2*RHO_2*Cp_2)); \%Temperatura futura en el st_2 (^{\circ}K)$$

%Tst_3

%Propiedades físicas del agua a T media

$$RHO3_4=848.74+(1.2899*((Tst_3+Tst_4)/2))-(0.0026479*((Tst_3+Tst_4)/2)^2); \%Densidad (Kg/m3)$$

$$Cp3_4=22818-(194.34*((Tst_3+Tst_4)/2))+(0.75179*((Tst_3+Tst_4)/2)^2)-$$
$$(0.0012858*((Tst_3+Tst_4)/2)^3)+(0.00000082833*((Tst_3+Tst_4)/2)^4); \%Capacidad calorífica (J/Kg^{\circ}K)$$

$$BETA3_4=(1.2899-((0.0026479)*2*((Tst_3+Tst_4)/2)))/(-(848.74+(1.2899*((Tst_3+Tst_4)/2))-$$
$$(0.0026479*((Tst_3+Tst_4)/2)^2)); \%coeficiente de expansión volumétrica (1/^{\circ}K)$$

$$v3_4=(g*H3_4/2)^{(1/2)}*BETA3_4*(Tst_3-Tst_4); \%velocidad de flujo (m/s)$$

$$v3_4=(v3_4>0)*v3_4;$$

$$Vq3_4=v3_4*(Ast_4/2); \%caudal volumétrico en la frontera 3-4 (m^3/s)$$

%Propiedades físicas del agua a T_st3

$$RHO_3=848.74+(1.2899*Tst_3)-(0.0026479*Tst_3^2); \%Densidad (Kg/m3)$$

$$Cp_3=22818-(194.34*Tst_3)+(0.75179*Tst_3^2)-(0.0012858*Tst_3^3)+(0.00000082833*Tst_3^4); \%Capacidad$$
$$calorífica (J/Kg^{\circ}K)$$

$$Tst_3=Tst_3+(((Vq2_3*RHO2_3*Cp2_3*(Tst_2-Tst_3))-(Vq3_4*RHO3_4*Cp3_4*(Tst_3-Tst_4))-(qconv1_t/5)-$$
$$(2*qconv1_ta/5))/(Vst_3*RHO_3*Cp_3)); \%Temperatura futura en el st_3 (^{\circ}K)$$

%Tst_4

%Propiedades físicas del agua a T media

$$RHO4_5=848.74+(1.2899*((Tst_4+Tst_5)/2))-(0.0026479*((Tst_4+Tst_5)/2)^2); \%Densidad (Kg/m3)$$

$$Cp4_5=22818-(194.34*((Tst_4+Tst_5)/2))+(0.75179*((Tst_4+Tst_5)/2)^2)-$$
$$(0.0012858*((Tst_4+Tst_5)/2)^3)+(0.00000082833*((Tst_4+Tst_5)/2)^4); \%Capacidad calorífica (J/Kg^{\circ}K)$$

$$BETA4_5=(1.2899-((0.0026479)*2*((Tst_4+Tst_5)/2)))/(-(848.74+(1.2899*((Tst_4+Tst_5)/2))-$$
$$(0.0026479*((Tst_4+Tst_5)/2)^2)); \%coeficiente de expansión volumétrica (1/^{\circ}K)$$

$$v4_5=(g*H4_5/2)^{(1/2)}*BETA4_5*(Tst_4-Tst_5); \%velocidad de flujo (m/s)$$

$$v4_5=(v4_5>0)*v4_5;$$



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```

Vq4_5=v4_5*(Ast_5/2); %caudal volumétrico en la frontera 4-5 (m^3/s)
%Propiedades físicas del agua a T_st4
RHO_4=848.74+(1.2899*Tst_4)-(0.0026479*Tst_4^2); %Densidad (Kg/m3)
Cp_4=22818-(194.34*Tst_4)+(0.75179*Tst_4^2)-(0.0012858*Tst_4^3)+(0.00000082833*Tst_4^4); %Capacidad
calorífica (J/Kg°K)
Tst_4=Tst_4+(((Vq3_4*RHO3_4*Cp3_4*(Tst_3-Tst_4))-(Vq4_5*RHO4_5*Cp4_5*(Tst_4-Tst_5))-(qconv1_t/5)-
(2*qconv1_ta/5))/(Vst_4*RHO_4*Cp_4)); %Temperatura futura en el st_4 (°K)
%Tst_5
%Propiedades físicas del agua a T_st5
RHO_5=848.74+(1.2899*Tst_5)-(0.0026479*Tst_5^2); %Densidad (Kg/m3)
Cp_5=22818-(194.34*Tst_5)+(0.75179*Tst_5^2)-(0.0012858*Tst_5^3)+(0.00000082833*Tst_5^4); %Capacidad
calorífica (J/Kg°K)
Tst_5=Tst_5+(((Vq4_5*RHO4_5*Cp4_5*(Tst_4-Tst_5))-(qconv1_t/5)-(2*qconv1_ta/5))/(Vst_5*RHO_5*Cp_5));
%Temperatura futura en el st_5 (°K)
%Tw_t
RHO_t=848.74+(1.2899*Tst_5)-(0.0026479*Tst_5^2); %Densidad (Kg/m3)
Cp_t=22818-(194.34*Tst_5)+(0.75179*Tst_5^2)-(0.0012858*Tst_5^3)+(0.00000082833*Tst_5^4); %Capacidad
calorífica (J/Kg°K)
Tw_t=Tw_t+(((Vq1_cs*RHOc_1*CpC_1*(TwC_c-Tst_1))-(qconv1_t)-
(2*qconv1_ta))/((pi*r1_t^2*L_ti)*RHO_t*Cp_t)) %Temperatura futura en el tanque interno (°K)
%T_sti
T_sti=T_sti+((qconv1_t+2*qconv1_ta-qcond1_t-2*qcond1_ta)/((L_ti*pi*(r2_t^2-
r1_t^2)+TAUe_ti*pi*r2_t^2)*RHO_ti*Cp_ti)); %Temperatura futura en la superficie del tanque interno (°K)
%T_sto
T_sto=T_sto+((qcond1_t+2*qcond1_ta-qconv2_t-2*qconv2_ta)/((L_to*pi*(r4_t^2-
r3_t^2)+TAUe_to*pi*r4_t^2)*RHO_to*Cp_to)); %Temperatura futura en la superficie del tanque interno (°K)
%-----
%-----
%método de las "q"
%conv1F_c
%propiedades físicas del agua en el lado frio del captador a la
%temperatura de película
RHOF_c=848.74+(1.2899*((T_HP+TwF_c)/2))-(0.0026479*((T_HP+TwF_c)/2)^2); %Densidad (Kg/m3)
MUF_c=0.19415-(0.0021938*((T_HP+TwF_c)/2))+0.000009887*((T_HP+TwF_c)/2)^2)-
(0.00000022152*((T_HP+TwF_c)/2)^3)+(0.00000000024646*((T_HP+TwF_c)/2)^4)-
(0.00000000000010886*((T_HP+TwF_c)/2)^5); %viscosidad dinámica (kg/m-s)
CpF_c=22818-(194.34*((T_HP+TwF_c)/2))+0.75179*((T_HP+TwF_c)/2)^2)-
(0.0012858*((T_HP+TwF_c)/2)^3)+(0.00000082833*((T_HP+TwF_c)/2)^4); %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
kwF_c=-2.9781+(0.030662*((T_HP+TwF_c)/2))-
(0.000097962*((T_HP+TwF_c)/2)^2)+(0.00000014328*((T_HP+TwF_c)/2)^3)-
(0.00000000082069*((T_HP+TwF_c)/2)^4); %conductividad térmica (W/m°K)
BETAF_c=(1.2899-((0.0026479)*2*((T_HP+TwF_c)/2)))/(-848.74+(1.2899*((T_HP+TwF_c)/2))-
(0.0026479*((T_HP+TwF_c)/2)^2)); %coeficiente de expansión volumétrica (1/°K)
PrF_c=MUF_c*CpF_c/kwF_c; %Numero de Prandtl

```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
GrF_c=(g*BETAF_c*abs(T_HP-TwF_c)*Lc_HP^3)/(MUF_c/RHOF_c)^2; %Numero de Grashof
RaF_c=GrF_c*PrF_c; %Numero de Rayleigh
if (RaF_c<0.1)
    NuF_c=sqrt(RaF_c/8); %Numero de Nusselt
end
if (RaF_c>50)
    NuF_c=(0.67*(RaF_c^(1/5))); %Numero de Nusselt
end
if (RaF_c>=0.1) & (RaF_c<=50)
    NuF_c=0.314*(RaF_c^0.392); %Numero de Nusselt
end
hconv1F_c=NuF_c*kwF_c/Lc_HP; %Coeficiente de transferencia de calor (W/m2°K)
Rconv1F_c=(1/(hconv1F_c*pi*r1_c*L_c)); %Resistencia térmica de convección (°K/W)
qconv1F_c=(T_HP-TwF_c)/Rconv1F_c; %Flujo de calor convectivo (W)
%conv1C_c
%propiedades físicas del agua en el lado caliente del captador a la temperatura de película
RHOC_c=848.74+(1.2899*((T_HP+TwC_c)/2))-(0.0026479*((T_HP+TwC_c)/2)^2); %Densidad (Kg/m3)
MUC_c=0.19415-(0.0021938*((T_HP+TwC_c)/2))+(0.000009887*((T_HP+TwC_c)/2)^2)-
(0.00000022152*((T_HP+TwC_c)/2)^3)+(0.0000000024646*((T_HP+TwC_c)/2)^4)-
(0.00000000000010886*((T_HP+TwC_c)/2)^5); %viscosidad dinámica (kg/m-s)
CpC_c=22818-(194.34*((T_HP+TwC_c)/2))+(0.75179*((T_HP+TwC_c)/2)^2)-
(0.0012858*((T_HP+TwC_c)/2)^3)+(0.00000082833*((T_HP+TwC_c)/2)^4); %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
kwC_c=-2.9781+(0.030662*((T_HP+TwC_c)/2))-
(0.000097962*((T_HP+TwC_c)/2)^2)+(0.00000014328*((T_HP+TwC_c)/2)^3)-
(0.00000000082069*((T_HP+TwC_c)/2)^4); %conductividad térmica (W/m°K)
BETAC_c=(1.2899-((0.0026479)*2*((T_HP+TwC_c)/2)))/(-(848.74+(1.2899*((T_HP+TwC_c)/2))-
(0.0026479*((T_HP+TwC_c)/2)^2)); %coeficiente de expansión volumétrica (1/°K)
PrC_c=MUC_c*CpC_c/kwC_c; %Numero de Prandtl
GrC_c=(g*BETAC_c*abs(T_HP-TwC_c)*Lc_HP^3)/(MUC_c/RHOC_c)^2; %Numero de Grashof
RaC_c=GrC_c*PrC_c; %Numero de Rayleigh
if (RaC_c<0.1)
    NuC_c=sqrt(RaC_c/8); %Numero de Nusselt
end
if (RaC_c>50)
    NuC_c=(0.67*(RaC_c^(1/5))); %Numero de Nusselt
end
if (RaC_c>=0.1) & (RaC_c<=50)
    NuC_c=0.314*(RaC_c^0.392); %Numero de Nusselt
end
hconv1C_c=NuC_c*kwC_c/Lc_HP; %Coeficiente de transferencia de calor (W/m2°K)
Rconv1C_c=(1/(hconv1C_c*pi*r1_c*L_c)); %Resistencia térmica de convección (°K/W)
qconv1C_c=(T_HP-TwC_c)/Rconv1C_c; %Flujo de calor convectivo (W)
%conv2_c
%propiedades físicas del aire en el lado anular del captador
```




CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
RHO_ac=(0.000010921*((T_cu+T_HP)/2)^2)-0.0105*((T_cu+T_HP)/2)+3.3412; %Densidad (Kg/m3)
MU_ac=0.000000045203*((T_cu+T_HP)/2)+0.0000050037; %viscosidad dinámica (kg/m-s)
Cp_ac=0.00010701*((T_cu+T_HP)/2)^2)-0.0468*((T_cu+T_HP)/2)+1011.1; %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
k_ac=0.000073211*((T_cu+T_HP)/2)+0.0036842; %conductividad térmica (W/m°K)
BETA_ac=1/((T_cu+T_HP)/2); %coeficiente de expansión volumétrica (1/°K)
Pr_ac=MU_ac*Cp_ac/k_ac; %Numero de Prandtl
Gr_ac=(g*BETA_ac*abs(T_HP-T_cu)*Lc_ac^3)/(MU_ac/RHO_ac)^2; %Numero de Grashof
Raform_ac=Gr_ac*Pr_ac; %Numero de Rayleigh
Ra_ac=((log(Di_cu/Do_HP))^4/((Lc_ac)^3*(Do_HP^(-3/5)+Di_cu^(-3/5))^5))*Raform_ac; %Numero de Rayleigh
referente al factor forma
if (10^2<Ra_ac<10^7)
    kefec_ac=0.386*k_ac*((Pr_ac*Ra_ac)/(0.861+Pr_ac))^(1/4); %conductividad efectiva en el anulo del captador
(W/m°K)
end
Rconv2_c=log(r3_c/r2_c)/(2*pi*kefec_ac*L_c); %Resistencia térmica de convección (°K/W)
qconv2_c=(T_HP-T_cu)/Rconv2_c; %Flujo de calor convectivo (W)
%rad1_c
Rrad1_c=((1/EPSILON_sc)+((1-
EPSILON_cu)/EPSILON_cu)*(r2_c/r3_c))/(2*pi*r2_c*L_c*SIGMA*(T_HP^2+T_cu^2)*(T_HP+T_cu)); %Resistencia
térmica de radiación (°K/W)
grad1_c=(T_HP-T_cu)/Rrad1_c; %Flujo de calor por radiación (W)
%conv3_c
%correlación experimental mas cercana a la realidad
Rconv3_c=1/(5.67*(1+0.68*vv_md)); %Resistencia térmica de convección (°K/W)
qconv3_c=(T_cu-Ta_md)/Rconv3_c; %Flujo de calor por convección (W)
%rad2_c
Rrad2_c=1/(EPSILON_cu*SIGMA*2*pi*r4_c*L_c*(T_cu^2+Tc_md^2)*(T_cu+Tc_md)); %Resistencia térmica de
radiación (°K/W)
grad2_c=(T_cu-Tc_md)/Rrad2_c; %Flujo de calor por radiación (W)
%conv1_t
%propiedades físicas del agua en el interior del Termostato a la
%temperatura de película
RHOw_t=848.74+(1.2899*((Tw_t+T_sti)/2))-0.0026479*((Tw_t+T_sti)/2)^2; %Densidad (Kg/m3)
MUw_t=0.19415-(0.0021938*((Tw_t+T_sti)/2))+0.000009887*((Tw_t+T_sti)/2)^2)-
(0.00000022152*((Tw_t+T_sti)/2)^3)+(0.00000000024646*((Tw_t+T_sti)/2)^4)-
(0.00000000000010886*((Tw_t+T_sti)/2)^5); %viscosidad dinámica (kg/m-s)
Cpw_t=22818-(194.34*((Tw_t+T_sti)/2))+0.75179*((Tw_t+T_sti)/2)^2)-
(0.0012858*((Tw_t+T_sti)/2)^3)+(0.00000082833*((Tw_t+T_sti)/2)^4); %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
kw_t=-2.9781+(0.030662*((Tw_t+T_sti)/2))-
(0.000097962*((Tw_t+T_sti)/2)^2)+(0.00000014328*((Tw_t+T_sti)/2)^3)-
(0.00000000082069*((Tw_t+T_sti)/2)^4); %conductividad térmica (W/m°K)
BETAw_t=(1.2899-((0.0026479)*2*((Tw_t+T_sti)/2)))/(-848.74+(1.2899*((Tw_t+T_sti)/2))-
(0.0026479*((Tw_t+T_sti)/2)^2)); %coeficiente de expansion volumétrica (1/°K)
Prw_t=MUw_t*Cpw_t/kw_t; %Numero de Prandtl
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```
Grw_t=(g*BETAw_t*abs(Tw_t-T_sti)*Lc_t^3)/(MUw_t/RHOw_t)^2; %Numero de Grashof
Raw_t=Grw_t*Prw_t; %Numero de Rayleigh
if (10^-6<Raw_t<10^9) & (Prw_t>0.5)
    Nuw_t=0.36+(0.518*Raw_t^(1/4))/(1+(0.56/Prw_t)^(9/16))^(4/9); %Numero de Nusselt
end
if (Raw_t>10^9) & (Prw_t>0.5)
    Nuw_t=(0.6+0.387*(Raw_t/(1+(0.56/Prw_t)^(9/16))^(16/9))^(1/6))^(1/2); %Numero de Nusselt
end
hconv1_t=Nuw_t*kw_t/Lc_t; %Coeficiente de transferencia de calor (W/m2°K)
Rconv1_t=(1/(hconv1_t*pi*r1_t*L_ti)); %Resistencia térmica de convección (°K/W)
qconv1_t=(Tw_t-T_sti)/Rconv1_t; %Flujo de calor convectivo (W)
%cond1_t
Rcond1_t=log(r3_t/r2_t)/(2*pi*k_ais*L_ti); %Resistencia térmica de conducción (°K/W)
qcond1_t=(T_sti-T_sto)/Rcond1_t; %Flujo de calor conductivo (W)
%conv2_t
%propiedades físicas del aire (viento) a la temperatura de película
RHOa_t=(0.00010921*((T_sto+Ta_md)/2)^2)-0.0105*((T_sto+Ta_md)/2)+3.3412; %Densidad (Kg/m3)
MUa_t=0.00000045203*((T_sto+Ta_md)/2)+0.0000050037; %viscosidad dinámica (kg/m-s)
Cpa_t=0.00010701*((T_sto+Ta_md)/2)^2-0.0468*((T_sto+Ta_md)/2)+1011.1; %Capacidad calorífica (J/Kg°K)
ka_t=0.000073211*((T_sto+Ta_md)/2)+0.0036842; %conductividad térmica (W/m°K)
BETAa_t=1/((T_sto+Ta_md)/2); %coeficiente de expansión volumétrica (1/°K)
Pra_t=MUa_t*Cpa_t/ka_t; %Numero de Prandtl
Rea_t=(RHOa_t*vv_md*Do_to)/MUa_t; %Numero de Reynolds
if (Rea_t>0) & (Pra_t>0.2)
    Nua_t=0.3+((0.62*Rea_t^(1/2)*Pra_t^(1/3))/((1+(0.4/Pra_t)^(2/3))^(1/4)))*((1+(Rea_t/282000)^(5/8))^(4/5));
    %Numero de Nusselt
end
hconv2_t=Nua_t*ka_t/Do_to; %Coeficiente de transferencia de calor (W/m2°K)
Rconv2_t=(1/(hconv2_t*2*pi*r4_t*L_to)); %Resistencia térmica de convección (°K/W)
qconv2_t=(T_sto-Ta_md)/Rconv2_t; %Flujo de calor convectivo (W)
%conv1_ta
%propiedades físicas del agua en el interior del Termotanque a la temperatura de película
Grw_ta=(g*BETAw_t*abs(Tw_t-T_sti)*Di_ti^3)/(MUw_t/RHOw_t)^2; %Numero de Grashof
Raw_ta=Grw_ta*Prw_t; %Numero de Rayleigh
if (10^-6<Raw_ta<10^9) & (Prw_t>0.5)
    Nuw_ta=0.36+(0.518*Raw_ta^(1/4))/(1+(0.56/Prw_t)^(9/16))^(4/9); %Numero de Nusselt
end
if (Raw_ta>10^9) & (Prw_t>0.5)
    Nuw_ta=(0.6+0.387*(Raw_ta/(1+(0.56/Prw_t)^(9/16))^(16/9))^(1/6))^(1/2); %Numero de Nusselt
end
hconv1_ta=Nuw_ta*kw_t/Di_ti; %Coeficiente de transferencia de calor (W/m2°K)
Rconv1_ta=(1/(hconv1_ta*pi*r1_t^2)); %Resistencia térmica de convección (°K/W)
qconv1_ta=(Tw_t-T_sti)/Rconv1_ta; %Flujo de calor convectivo (W)
%cond1_ta
```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```

Rcond1_ta=TAUe_ais/(pi*r1_t^2*k_ais); %Resistencia térmica de conducción (°K/W)
qcond1_ta=(T_sti-T_sto)/Rcond1_ta; %Flujo de calor conductivo (W)
%conv2_ta
if (2e+4<Rea_t<1e+6)
    Nua_ta=0.86*Rea_t^(1/2)*Pra_t^(1/3); %Numero de Nusselt
end
hconv2_ta=Nua_ta*ka_t/Do_to; %Coeficiente de transferencia de calor (W/m²K)
Rconv2_ta=(1/(hconv2_ta*pi*r4_t^2)); %Resistencia térmica de convección (°K/W)
qconv2_ta=(T_sto-Ta_md)/Rconv2_ta; %Flujo de calor convectivo (W)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
eta=(dE)/(IS_c*(L_c*2*pi*r2_c)*NT_c); %eficiencia del sistema
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Vhr_Loc(t+1)=hr_Loc;
VIS_c(t+1)=IS_c;
VISb_c(t+1)=ISb_c;
VISd_c(t+1)=ISd_c;
VISr_c(t+1)=ISr_c;
VTwF_c(t+1)=TwF_c;
VTwC_c(t+1)=TwC_c;
VTst_1(t+1)=Tst_1;
VTst_2(t+1)=Tst_2;
VTst_3(t+1)=Tst_3;
VTst_4(t+1)=Tst_4;
VTst_5(t+1)=Tst_5;
VTw_t(t+1)=Tw_t;
VT_cu(t+1)=T_cu;
VT_HP(t+1)=T_HP;
VT_sti(t+1)=T_sti;
VT_sto(t+1)=T_sto;
Veta(t+1)=eta;
VdE(t+1)=dE;
end
%-----
disp('Eficiencia Global del sistema')
etaG=(sum(VdE)/(sum(VIS_c)*(L_c*2*pi*r2_c)*NT_c))
%*****
subplot(2,2,1)
plot(Vhr_Loc,VIS_c,'-r','LineWidth',1)
grid
xlabel('Hora local (hr)');
ylabel('Irradiancia (W/m^{2})');

```



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

```

title('Irradiancias Incidentes sobre el Colector Solar')
hold on
plot(Vhr_Loc,VISb_c,'--g')
plot(Vhr_Loc,VISd_c,'--b')
plot(Vhr_Loc,VISr_c,'--m')
legend('Total','Directa','Difusa','Reflejada')
hold off
subplot(2,2,2)
plot(Vhr_Loc,VTwF_c,'-b','LineWidth',1)
grid
xlabel('Hora local (hr)');
ylabel('Temperatura (°K)');
title('Temperaturas del agua en el Colector Solar')
hold on
plot(Vhr_Loc,VTwC_c,'-r','LineWidth',1)
plot(Vhr_Loc,VTst_1,'--g')
plot(Vhr_Loc,VTst_2,':g')
plot(Vhr_Loc,VTst_3,'-.k')
plot(Vhr_Loc,VTst_4,'--m')
plot(Vhr_Loc,VTst_5,':m')
plot(Vhr_Loc,VTw_t,'-c','LineWidth',1)
legend('Lado Frio','Lado Caliente','st1','st2','st3','st4','st5','Termotanque')
hold off
subplot(2,2,3)
plot(Vhr_Loc,VT_cu,'-b','LineWidth',1)
grid
xlabel('Hora local (hr)');
ylabel('Temperatura (°K)');
title('Temperaturas superficiales en el Colector Solar')
hold on
plot(Vhr_Loc,VT_HP,'-r','LineWidth',1)
plot(Vhr_Loc,VT_sti,'-k','LineWidth',1)
plot(Vhr_Loc,VT_sto,'-c','LineWidth',1)
legend('Cubierta','Heat Pipe','Tanque interno','Tanque externo')
hold off
subplot(2,2,4)
plot(Vhr_Loc,Veta,'-r','LineWidth',1)
grid
xlabel('Hora local (hr)');
ylabel('Eficiencia');
title('Eficiencia Instantánea del Sistema')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%.....--TSSYS--.....%

```



4.3. Datos y resultados de casos simulados en MATLAB

Debido a que los resultados experimentales reportados por los alumnos de Ingeniería Química de la Facultad de Estudios Superiores de Zaragoza, son promedios diarios respecto a un periodo de tiempo, estos serán referenciados a un día tipo para así poder ser simulados por el programa TSSYSS. Obteniéndose tres casos de simulación (ver TABLA 4. 1). Cabe señalar que estos datos experimentales, solo son para el mes de septiembre de 2010.

TABLA 4. 1.-Días tipo seleccionados, dado a las fechas de estudio en los que se obtuvieron los datos experimentales.

Periodos de estudio	Día tipo
31 de agosto al 3 de septiembre de 2010	1 de Septiembre de 2010
6-septiembre al 10-septiembre de 2010	8 de Septiembre de 2010
13-septiembre al 17-septiembre de 2010	15 de Septiembre de 2010

Los datos de entrada requeridos por el programa TSSYSS son los siguientes:

TABLA 4. 2.- Datos de entrada, referenciados al sitio de estudio

Sitio:	Azotea del edificio del Umies de la FES Zaragoza Campus II D.F.	
Coordenadas geográficas:		
Longitud	99.034	grados
Latitud	19.3737	grados
Longitud del meridiano de referencia	90	grados
Albedo	0.27	superficie roja

TABLA 4. 3.- Datos de diseño del sistema utilizado para el procedimiento experimental

Datos del diseño			
Dimensión	Valor	Unidades	Material
Termotanque			
TANQUE INTERNO			Acero inoxidable (AISI 316)
Diámetro interno	0.35	m	
espesor del tanque	0.8	mm	
Longitud del tanque	0.61	m	
Conductividad térmica	13.4	W/m ² K	
Capacidad calorífica	468	J/Kg ² K	
Densidad	8238	Kg/m ³	
AISLANTE			
conductividad térmica	0.036	W/m ² K	
capacidad calorífica	960	J/Kg ² K	
Densidad	80	Kg/m ³	



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

espesor de aislamiento	4	cm	
TANQUE EXTERNO			Lamina galvanizada
espesor	0.5	mm	
conductividad térmica	116	W/m [°] K	
capacidad calorífica	389	J/Kg [°] K	
Densidad	7140	Kg/m ³	
Captador			
Heat Pipe			Cobre
diámetro interno	38.1	mm	
espesor	1.2	mm	
Conductividad térmica	401	W/m [°] K	
capacidad calorífica	385	J/Kg [°] K	
densidad	8933	Kg/m ³	
material absorbedor			Carbón natural
emisividad	0.92		
Absortividad	0.95		
Tubo de cubierta			
diámetro interno	50.8	mm	
espesor	1.59	mm	
conductividad térmica	0.19	W/m [°] K	
capacidad calorífica	1170	J/Kg [°] K	
densidad	1200	Kg/m ³	
emisividad	0.91		
Absortividad	0.1		
Transmitividad	0.87		
Generalidades			
longitud del captador	1.5	m	
numero de captadores	5		
Angulo de inclinación	24	grados	

TABLA 4. 4.- Datos meteorológicos referenciados al sitio de estudio

Datos meteorológicos					
Fecha/Dato	1 de Septiembre del 2010	8 de Septiembre del 2010	15 de Septiembre del 2010	Unidades:	Fuente::
día juliano=	244	251	258	-	
Irradiación global	13.2	18.59	17.25	MJ/m ²	Estación meteorológica y solarimétrica, CIE UNAM.



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

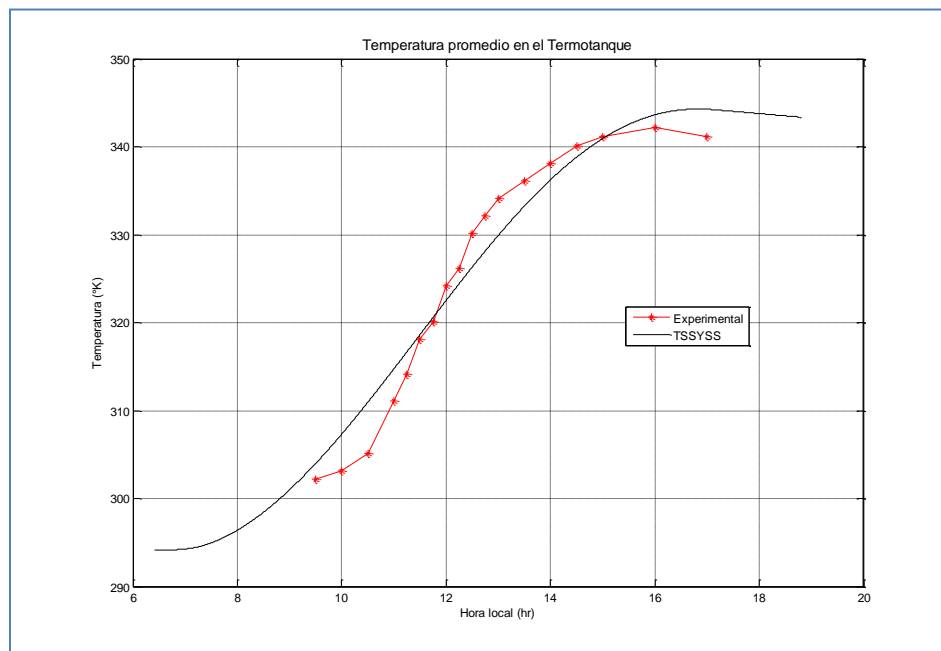
Temperatura ambiente media	297.15	298.15	297.15	K	Del reporte experimental
Temperatura ambiente media durante la noche	285.45	285.45	285.45	K	Sistema Meteorológico Nacional
Temperatura media del agua por la mañana	294.15	295.15	294.15	K	Tres grados por debajo de la temperatura ambiente
velocidad del viento	0.6666	0.8333	0.6944	m/s	Sistema Meteorológico Nacional

Validación del modelo (Comportamiento Térmico en el Interior del Termotanque).

En las siguientes figuras se presentan graficas comparativas entre los datos experimentales y los obtenidos por el programa TSYSS para cada periodo, con respecto a la temperatura promedio en el interior del Termotanque.

Para el periodo de estudio; 31 de agosto al 3 de septiembre de 2010

FIGURA 4. 3.- Grafica comparativa del comportamiento térmico en el interior del Termotanque, para el periodo de estudio; 31 de agosto al 3 de septiembre de 2010.

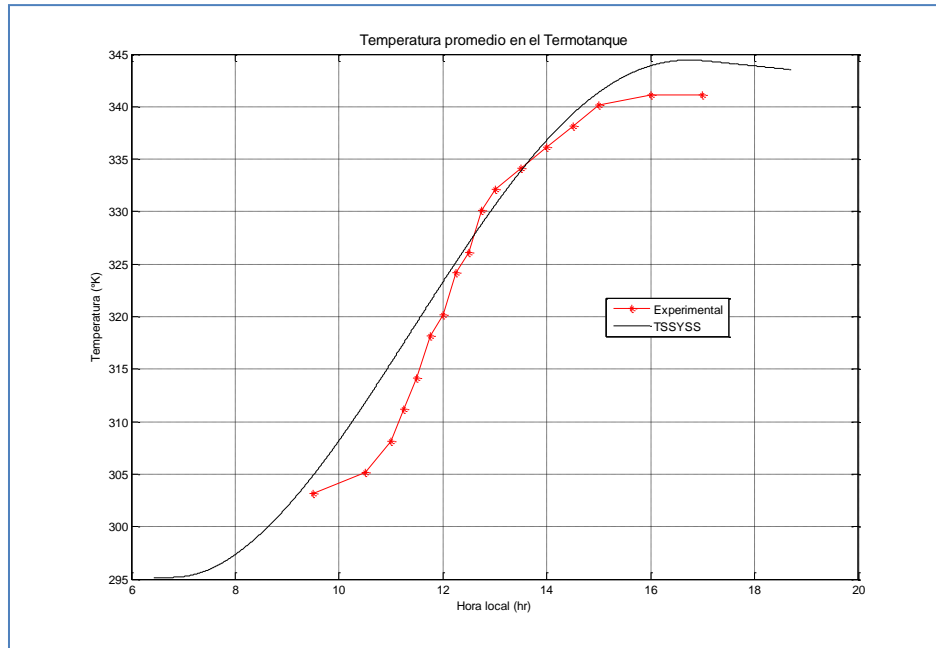




CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

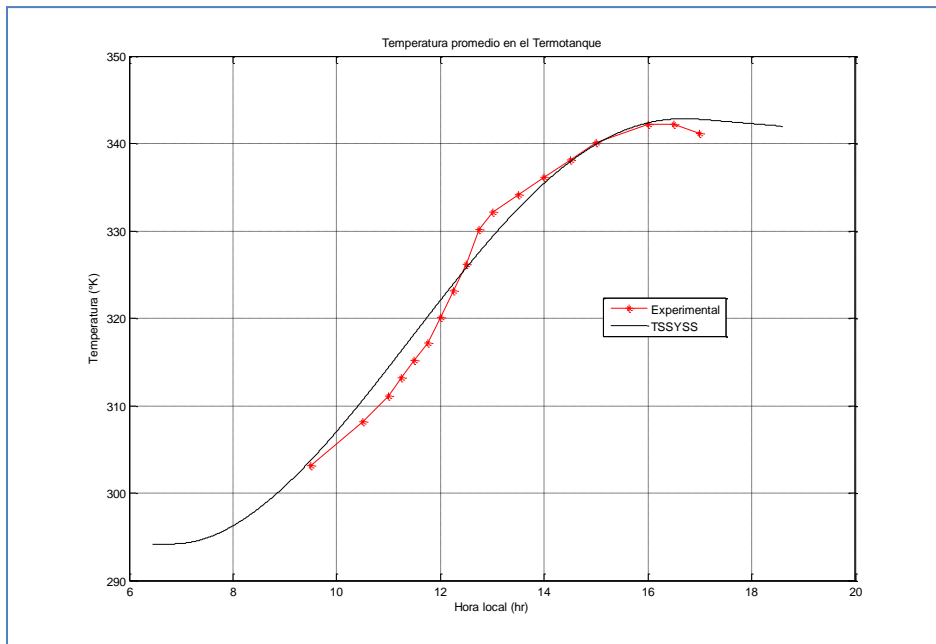
Para el periodo de estudio; 6-septiembre al 10-septiembre de 2010

FIGURA 4. 4.- Grafica comparativa del comportamiento térmico en el interior del Termotanque, para el periodo de estudio; 6-septiembre al 10-septiembre de 2010.



Para el periodo de estudio; 13-septiembre al 17-septiembre de 2010

FIGURA 4. 5.- Grafica comparativa del comportamiento térmico en el interior del Termotanque, para el periodo de estudio; 13-septiembre al 17-septiembre de 2010.





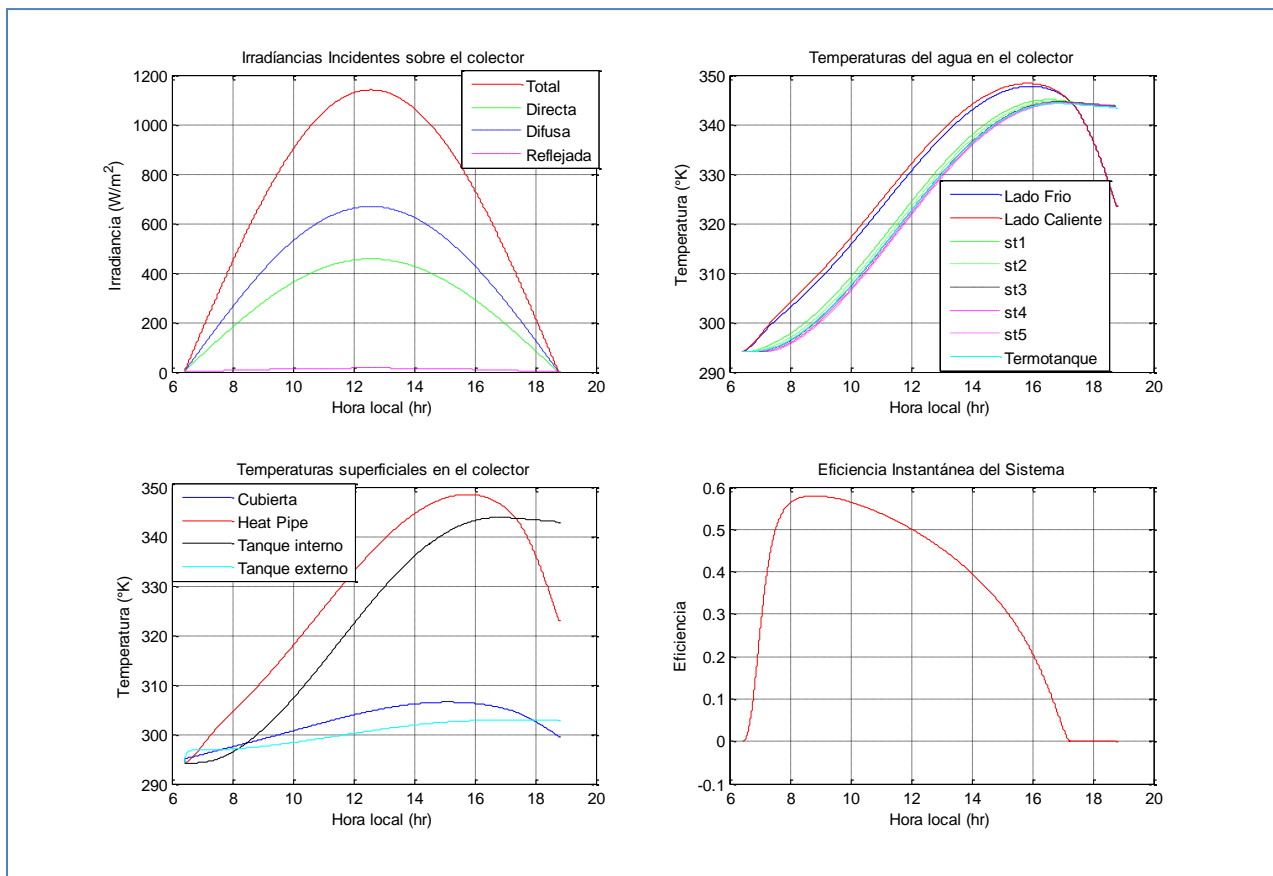
Resultados arrojados por el programa TSSYSS

Dado que las anteriores graficas (FIGURA 4. 3, FIGURA 4. 4 y FIGURA 4. 5) solo fueron realizadas específicamente para la validación del modelo, a continuación se muestra los demás resultados arrojados por el programa TSSYSS, los cuales describen el comportamiento térmico completo que se desarrolla en el sistema a lo largo del tiempo de estudio, el cual se sabe que solo abarco el tiempo solar que parte de la salida y puesta del sol en el horizonte, referenciado a la hora local del sitio. Por lo que queda entendido que el programa TSSYSS no toma en cuenta al horario de verano.

Retomando el camino con respecto a los demás resultados arrojados por el programa TSSYSS, para cada caso simulado se obtuvo lo siguiente:

Primera corrida (1 de Septiembre de 2010)

FIGURA 4. 6.- Graficas resueltas por el programa TSSYSS (modelado térmico del sistema), referenciado al día 1 de Septiembre de 2010.



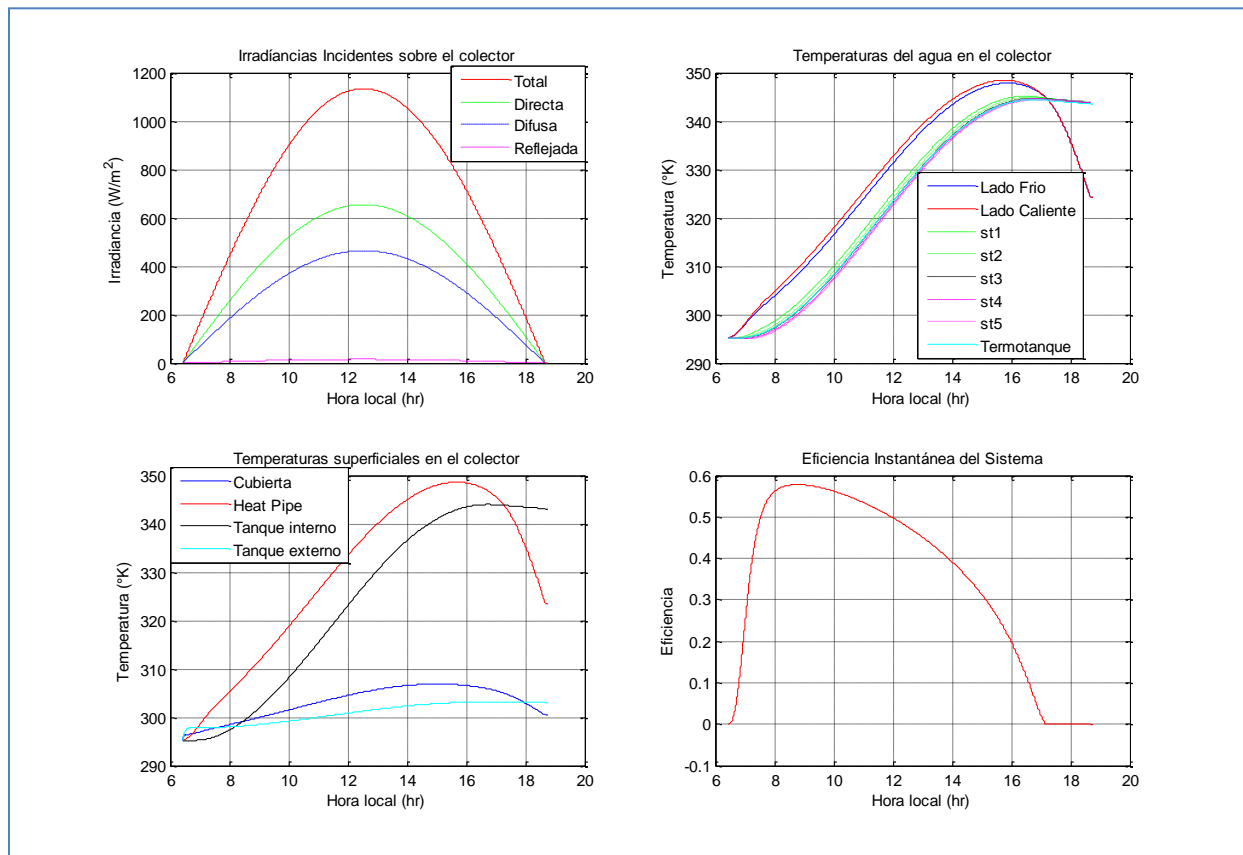


Eficiencia Global del sistema pronosticada por el programa TSSYSS (1 de Septiembre de 2010).

$$\eta = 0.4187$$

Segunda corrida (8 de Septiembre de 2010)

FIGURA 4. 7.- Graficas resueltas por el programa TSSYSS (modelado térmico del sistema), referenciado al día 8 de Septiembre de 2010.

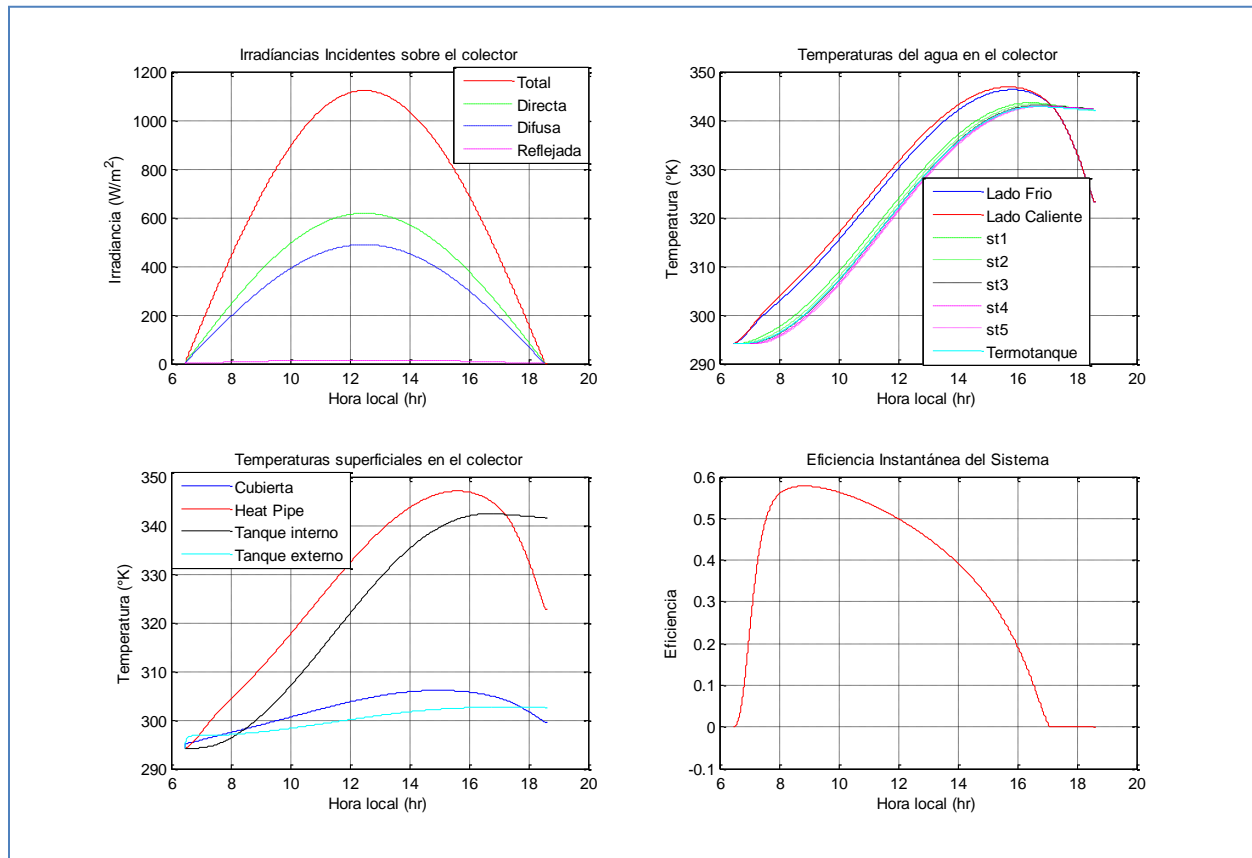


Eficiencia Global del sistema pronosticada por el programa TSSYSS (8 de Septiembre de 2010).

$$\eta = 0.4174$$

Tercera corrida (15 de Septiembre de 2010)

FIGURA 4. 8.- Graficas resueltas por el programa TSSYSS (modelado térmico del sistema), referenciado al día 15 de Septiembre de 2010.



Eficiencia Global del sistema pronosticada por el programa TSSYSS (15 de Septiembre de 2010).

$$\eta = 0.4207$$

4.4. Discusión de resultados

Existen dos posibles tipos de errores en cualquier resolución numérica: los errores de modelación, debidos al modelo matemático, y los errores computacionales, debidos a la programación del modelo e interpretación del mismo, por el software implementado (MatLab), aunado a esto, los errores experimentales dado al método experimental utilizado y a los errores de medición.

Para detectar los errores de modelación y de programación, se recurre a una contrastación con datos experimentales (validación experimental), la cual fue realizada anteriormente y discutida a continuación:

Antes de comenzar con la comparativa de resultados es necesario tener en cuenta las siguientes limitantes;



CAPITULO 4.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

Primera limitante.- Los datos experimentales solo abarcan periodos de tiempo entre 9:30 y las 17:00 horas del horario local.

Segunda limitante.- Los datos experimentales solo describen el comportamiento térmico en el interior del Termotanque.

Tercera limitante.- Los datos experimentales solo fueron referenciados a un solo mes de estudio

Del análisis comparativo entre el comportamiento experimental con lo simulado, se tiene que para todos los casos (ver [FIGURA 4. 3](#), [FIGURA 4. 4](#) y [FIGURA 4. 5](#)), debido a la similitud presentada en los resultados dado que solo fue un solo mes de estudio (Septiembre del 2010), se tiene que entre 9:30 y las 12 hr del día (cola inferior), se presenta una desfase considerable entre ambos resultados, esto se atribuye en gran medida a los cambios climáticos repentinos en el sitio y demás factores tales como el no contar con mediciones de mayor referencia al sitio como la velocidad del viento, irradiación global, temperatura promedio del agua por la mañana, etc.

Tanto en la [FIGURA 4. 3](#), como en la [FIGURA 4. 4](#) y [FIGURA 4. 5](#); también se observa que la máxima temperatura alcanzada en el interior del Termotanque se encuentra entre las 16:00 y 17:00 horas del horario local (cola superior), posteriormente a este periodo, la temperatura empieza a disminuir gradualmente conforme avanza el día. El programa TSSYSS predice dicho comportamiento con una discrepancia no mayor a 5 °C, donde la curva experimental es menor a la simulada. Esto puede deberse a las pérdidas de calor a través de las paredes cilíndricas y en tapas del Termotanque, las cuales fueron mayores que las pronosticadas por el programa TSSYSS, sin hacer aun lado los errores inicialmente mencionados (errores de modelación y de programación).

Con respecto a los demás resultados arrojados por el programa TSSYSS para los casos simulados (ver [FIGURA 4. 6](#), [FIGURA 4. 7](#) y [FIGURA 4. 8](#)), es preciso resaltar que estos muestran una mejor evaluación del comportamiento térmico en el sistema teniendo así una mejor perspectiva del proceso. Presentando como resultados los siguientes:

- Comportamiento de las componentes de la Irradiancia e Irradiancia total, incidentes sobre el colector, a toda hora del tiempo solar.
- Comportamiento térmico con respecto a la temperatura promedio en el interior del Termotanque, a toda hora del tiempo solar.
- Comportamiento térmico en estratos de agua formados en el interior del Termotanque toda hora del tiempo solar.
- Comportamiento térmico en el lado frio y caliente del Heat Pipe, quienes son el principal motor del efecto Termosifón, para toda hora del tiempo solar.
- Comportamiento térmico en superficies solidas del sistema (Heat Pipe, cubierta, Tanque interno y externo), para toda hora del tiempo solar
- Y por último se tiene el comportamiento de la eficiencia instantánea del sistema, a toda hora del tiempo solar. Además también se obtiene la eficiencia global del sistema dado al periodo de estudio.



Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones generales

Llegando a este punto, se puede afirmar el cumplimiento de los objetivos marcados al inicio del presente proyecto. Por un lado, se ha desarrollado el comportamiento térmico del sistema bajo diferentes fenomenologías de la transferencia de calor y de dinámica de fluidos, así como en el desarrollo y manejo de las técnicas numéricas necesarias para su resolución.

Por otro lado, se han realizado simulaciones de alto nivel para el sistema solar termosifónico estudiado. El conocimiento y experiencia adquiridos permitirán seguir avanzando en este tipo de proyectos utilizando nuevas técnicas aun más sofisticadas.

Conclusiones específicas

En este proyecto se han estudiado un amplio número de aspectos relacionados con el método numérico implementado en transferencia de calor y con la simulación del sistema solar termosifónico propuesto. A continuación se exponen, únicamente, las conclusiones o puntos más destacables.

- El modelo fue validado con datos experimentales obtenidos a partir de un prototipo a escala del sistema en estudio. Esto se logro gracias a que los resultados arrojados por el programa TSSYSS han sido muy satisfactorios para todos los periodos estudiados, dado a que estos se encuentran dentro de los límites permisibles utilizando evidentemente el criterio propio, el cual está apoyado por los objetivos establecidos por la presente Tesis. Por lo tanto se concluye que el Programa TSSYSS cumple con la función de pronosticar el comportamiento térmico del sistema para cualquier día, sitio y diseño, el cual abarca solamente el dimensionamiento y materiales de construcción.
- Dentro de las limitaciones inherentes del modelo, la incertidumbre asociada con los complejos mecanismos de transferencia de calor y la exactitud de las mediciones (climáticas y meteorológicas) del ambiente, dado que se sabe que es un sistema muy complejo el cual es fluctuante a lo largo del transcurso del tiempo, se puede concluir que la aproximación entre los valores pronosticados por el programa TSSYSS y los datos experimentales disponibles es cualitativamente satisfactoria.
- En el presente trabajo se presentó una configuración dimensional de un colector solar para el calentamiento de agua de consumo domestico, operado por termosifón, dando a conocer diferentes criterios de diseño y recomendaciones para la construcción de este sistema, con el único objetivo de direccionar su buen diseño, el cual junto con el programa TSSYSS(cuyo modelo ya fue validado),guiara al diseño de este sistema hacia su punto más optimo, con respecto a diferentes necesidades y condiciones, para cualquier caso posible que se presente. Por lo tanto el programa TSSYSS cubre toda expectativa como herramienta de optimización.



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Con respecto al sistema de captación solar al cual hace referencia la presente Tesis, se concluye que se trata de un sistema rentable e eficiente, dado a que presenta; mínimos requerimientos de construcción, amplia flexibilidad en implementar diferentes tipos de materiales constitutivos y además que en el sistema se alcanzan temperaturas adecuadas para el uso sanitario humano, por lo que es altamente recomendable la implementación de este sistema en casa hogares, como un sistema auxiliar, del actual sistema de calentamiento de agua el cual comúnmente funciona con combustibles fósiles.
- Este proyecto como tal apoya el desarrollo de nuevas tecnología verdes que ayuden a la conservación de nuestro medio natural y así poder contribuir al balance climático de nuestro planeta, el cual actualmente está sufriendo debido a los factores contaminantes que hoy en día ya conocemos, por lo que no es necesario hablar de ellos si uno mismo como persona, no adopta medidas correctivas que realmente harán la diferencia.

Recomendaciones

Es necesario efectuar estudios más referenciados con el tema, que describan los diferentes mecanismos de transferencia de calor por convección presentes en el sistema tales como la convección natural en el interior de tubos inclinados y evacuados, Convección natural en tubos concéntricos inclinados, perdidas por convección en tubos inclinados etc. Con un rango amplio de aplicación.

Se recomienda a la persona que opere el programa TSSYSS tenga el conocimiento suficiente por cualquier problema subsecuente a este, de tal manera que sea identificado y corregido inmediatamente, por lo que el operador deberá comprender en su totalidad lo establecido por la presente.

El diseñador del sistema estudiado por la presente, tendrá muy en cuenta la configuración básica del sistema y las recomendaciones que se dan para el mismo, en caso de que se haga alguna modificación que repercuta en el funcionamiento del sistema, el programa TSSYSS ya no será capaz de implementar dicha modificación dada a su codificación ya establecida.

Por último, como en cualquier investigación, existen varias líneas por seguir y numerosos interrogantes por resolver, es por ello que exhorto a cualquier persona interesada con el tema en desarrollar nuevas aplicaciones de la energía solar o cualquier aportación a esta, a nivel ingeniería.



Anexo A

Aspectos medioambientales

La energía solar térmica tiene como gran ventaja la de reemplazar a otras fuentes de energía como combustibles fósiles o nucleares. También es una energía autónoma y descentralizada, que procede de una fuente gratuita y renovable. Se trata de una energía limpia y segura, absolutamente inocua para el medio ambiente local y mundial.

Sin embargo, el desarrollo de la energía solar está condicionado a la optimización del almacenamiento de la energía y la calidad y eficiencia de los materiales. Sin este conocimiento, la energía solar no podrá competir con los combustibles fósiles.

Tradicionalmente, el diseño y la optimización de equipos térmicos se realizaban mediante la construcción de una gran cantidad de prototipos y eran necesarios centenares de ensayos antes de la obtención de los resultados deseados. Esto implicaba no solamente un coste elevado sino una generación desmesurada de residuos.

Actualmente, el estudio de sistemas solares térmicos y, en particular, de sistemas termosifón para la obtención de agua caliente sanitaria, mediante técnicas de programación permite optimizar los sistemas sin necesidad de tantos prototipos y a un bajo coste.

Gracias a la constante expansión de la técnica de programación, la energía solar térmica podrá llegar a ser compatible frente a las energías convencionales.

Ahorro energético

Planteando el sistema solar termosifón estudiado como un sustituto de las calderas convencionales para la obtención de agua caliente sanitaria, eso es, calderas con quemadores de combustibles fósiles o calentadores eléctricos, y considerando que la energía solar como tal es gratuita, se puede calcular el ahorro energético obtenido y la reducción de emisiones de CO₂.

El rendimiento de un sistema solar térmico depende de varios factores: condiciones climáticas locales, área y tipo de colector solar, carga térmica, etc. También la temperatura del ambiente influye de forma notable sobre el rendimiento del sistema. Por consiguiente, las prestaciones de un sistema pueden variar mucho en función de la zona de instalación.

Para realizar un cálculo del ahorro que se puede obtener con la instalación de un sistema solar, es necesario calcular la cantidad de combustible requerida para obtener la misma producción térmica obtenida con la energía solar. Es evidente, por tanto, que un cálculo de amortización de un sistema tiene que tener en cuenta también las características de la zona de instalación, además de las prestaciones



típicas del sistema solar. Esto pone en evidencia el hecho de que cálculos de este tipo son bastante complejos y tienen que tener en cuenta todas las variables que influyen sobre la producción solar.

Como referencia, para dar una idea de los ahorros que se pueden obtener de un sistema solar térmico, se proporcionan los siguientes datos:

Producción solar	400 KW h/m ²
Ahorro	40 litros de combustible 45 m ³ de gas natural 500 KW h de electricidad 105 Kg de disminución de emisiones de CO ₂
Producción solar	580 KW h/m ²
Ahorro	60 litros de combustible 65 m ³ de gas natural 725 KW h de electricidad 156 Kg de disminución de emisiones de CO ₂
Producción solar	750 KW h/m ²
Ahorro	75 litros de combustible 84 m ³ de gas natural 940 KW h de electricidad 200 Kg de disminución de emisiones de CO ₂

Fuente: Elisabet Mas de los Valls Ortiz, Simulación numérica de fenómenos de convección natural, Escuela superior de Ingeniería Industrial de Barcelona, 2004.

Es necesario, además, considerar el impacto ambiental de los materiales utilizados en la producción de los sistemas solares térmicos. Los materiales más adecuados y menos contaminantes para la construcción del sistema solar son el acero, el aluminio y el cobre.



Anexo B

Marco Regulatorio del Sector

Marco regulatorio y legislativo

El actual marco legislativo mexicano es un buen reflejo de los cambios que se están produciendo en el sector de las energías renovables y de la eficiencia energética. En noviembre de 2008 se publicaron dos importantes leyes sobre la materia:

- Ley para el Aprovechamiento de las Energías Renovables y el Financiamiento de la Transición Energética y su Reglamento (LAERFTE).
- Ley para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía (LASE).

El marco regulatorio que afecta a las instalaciones de energía solar térmica, además del expuesto por las dos leyes del marco regulatorio y legislativo anterior, viene definido por los siguientes documentos:

Normas mexicanas y sistemas de calidad:

- NMX-ES-001-NORMEX-2005: Energía Solar-Rendimiento Térmico y Funcionalidad de Colectores Solares para Calentamiento de Agua-Métodos de Prueba y Etiquetado. (Parcialmente equivalente a la Norma Internacional ISO9806-1:1994) VOLUNTARIA
- NMX-ES-002-NORMEX-2007: Energía Solar-Definiciones y terminología. (Parcialmente equivalente a las normas internacionales ISO 31-6:1992 e ISO-9488-1999) VOLUNTARIA
- NMX-ES-003-NORMEX-2008: Energía Solar-Requerimientos Mínimos para la Instalación de Sistemas Solares Térmicos, para Calentamiento de Agua. (Sin equivalencia con normas internacionales) VOLUNTARIA
- PROY-NMX-ES-004-NORMEX-2009 (Proyecto de norma): Energía Solar-Evaluación térmica de sistemas solares para calentamiento de agua-Método de ensayo (prueba) VOLUNTARIA
- NADF-008-AMBT-2005: establece las especificaciones técnicas para el aprovechamiento de la Energía Solar en el calentamiento del agua en albercas, fosas de clavados, regaderas, lavamanos, usos de cocina, lavanderías y tintorerías. OBLIGATORIA

Se está trabajando en la elaboración de una norma (Norma Técnica de Competencia Laboral) para que se implante un esquema de capacitación y de certificación a los técnicos encargados de su instalación y mantenimiento de las instalaciones de energía solar térmica.

Existe también el sello de calidad FIDE que indica las normas que cumplen los equipos.



Anexo C

Valores medios de la declinacion referente al dia tipo.

Con la finalidad de simplificar razonablemente los cálculos, se utiliza un día tipo para cada mes. Este día tipo se define como el día teórico que presentaría un comportamiento medio representativo del mes. Respecto a la declinación se admite, como día tipo, aquel que presenta una radiación diaria extraterrestre a la media mensual.

Mes	Día tipo	Declinación
Enero	17	-20.7
Febrero	15	-12.6
Marzo	16	-1.7
Abril	15	18.9
Mayo	15	9.8
Junio	10	23.0
Julio	17	21.2
Agosto	17	13.4
Septiembre	16	2.6
Octubre	16	-8.9
Noviembre	15	-18.5
Diciembre	11	-23.0

Fuente: Aden B. Meinel, Marsorie Pettit Meinel, Aplicaciones de la Energía Solar, 1982).



Anexo D

TABLAS Y DIAGRAMAS DE PROPIEDADES (SISTEMA INTERNACIONAL).

D1.- Propiedades de metales sólidos (Fuente: Frank P. Incropera y David P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3ª. ed. 1990. Págs. A3-A8.)

Composición	Punto de Fusión °K	Propiedades a 300 °K				Propiedades a varias temperaturas (°K). <i>k</i> (W/m °K)/ <i>C_p</i> (J/Kg °K)					
		Densidad ρ Kg/m ³	Capacidad calorífica <i>C_p</i> J/Kg °K	Conductividad térmica <i>k</i> W/m °K	Difusividad $\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1000
Aluminio:											
Puro	933	2702	903	237	97.1	302 482	237 798	240 949	231 1033	218 1146	- -
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65 473	163 787	186 925	186 1042	- -	- -
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)	-	2790	883	168	68.2	- -	- -	174 -	185 -	- -	- -
Berilio	1550	1850	1825	200	59.2	990 203	301 1114	161 2191	126 2604	106 2823	90.8 3018
Bismuto	545	9780	122	7.86	6.59	16.5 112	9.69 120	7.04 127	- -	- -	- -
Boro	2573	2500	1107	27.0	9.76	190 128	55.5 600	16.8 1463	10.6 1892	9.60 2160	9.85 2338
Cadmio	594	8650	231	96.8	48.4	203 198	99.3 222	94.7 24.2	- -	- -	- -
Cromo	2118	7160	449	93.7	29.1	159 192	111 384	90.9 484	80.7 542	71.3 581	65.4 616
Cobalto	1769	8862	421	99.2	26.6	167 236	122 379	85.4 450	67.4 503	58.2 550	52.1 628
Cobre:											
Puro	1358	8933	385	401	117	482 252	413 356	393 397	379 417	366 433	352 451
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14	- -	42 785	52 160	59 545	- -	- -
Bronce al fosforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17	- -	41 -	65 -	74 -	- -	- -
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75 -	95 360	137 395	149 425	- -	- -
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17 237	19 362	- -	- -	- -	- -
Germanio	1211	5360	322	59.9	34.7	232 190	96.8 290	43.2 337	27.3 348	19.8 357	17.4 375
Oro	1336	19300	129	317	127	327 109	323 124	311 131	298 135	284 140	270 145



"MODELADO TERMICO DE UN COLECTOR DE ENERGIA SOLAR UTILIZANDO
MATLAB"
ANEXOS



Iridio	2720	22500	130	147	50.3	172 90	153 122	144 133	138 138	132 144	126 153
Hierro:											
Puro	1810	7870	447	80.2	23.1	134 216	94.0 384	69.5 490	54.7 574	43.3 680	32.8 975
Armco (99.75% puro)	-	7870	447	72.7	20.7	95.6 215	80.6 384	65.7 490	53.1 574	42.2 680	32.3 975
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)	-	7854	434	60.5	17.7	- -	- -	56.7 487	48.0 559	39.2 685	30.0 1169
AISI 1010	-	7832	434	63.9	18.8	- -	- -	58.7 487	48.8 559	39.2 685	31.3 1168
Al carbono- silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% <Mn ≤ 1.65% ,0.1% < Si ≤ 0.6%)	-	8131	434	41.0	11.6	- -	- -	42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1090
Aceros al cromo (bajo):											
1/2 Cr-1/4 Mo- Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	-	7822	444	37.7	10.9	- -	- -	38.2 492	36.7 575	33.3 688	26.9 969
1Cr-1/2 Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	-	7858	442	42.3	12.2	- -	- -	492 42.0	575 39.1	688 34.5	969 27.4
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	-	7836	443	48.9	14.1	- -	- -	492 46.8	575 42.1	688 36.3	969 28.2
Aceros inoxidables:											
AISI 302	-	8055	480	15.1	3.91	- -	- -	15.3 512	20.0 559	22.8 585	25.4 606
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2 272	12.6 402	16.6 515	19.8 557	22.6 582	25.4 611
AISI 316	-	8238	468	13.4	3.48	- -	- -	15.2 504	18.3 550	21.3 576	24.2 602
AISI 347	-	7978	480	14.2	3.71	- -	- -	15.8 513	18.9 559	21.9 585	24.7 606
Plomo	601	11340	129	35.3	24.1	39.7 118	36.7 125	34.0 132	31.4 142	.	- -
Magnesio	923	1740	1024	156	87.6	169 649	159 934	153 1074	149 1170	146 1267	- -
Molibdeno	2894	10240	251	138	53.7	179 141	143 224	134 261	126 275	118 285	112 295
Níquel:											
Puro	1728	8900	444	90.7	23.0	164 232	107 383	80.2 485	65.6 592	67.6 530	71.8 562
Nicromo (80% Ni, 20% Cr)	1672	8400	420	12	3.4	- -	- -	14 480	16 525	21 545	- -
Inconel X-	1665	8510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	17.0	20.5	24.7



"MODELADO TERMICO DE UN COLECTOR DE ENERGIA SOLAR UTILIZANDO
MATLAB"
ANEXOS



750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)						-	372	473	510	546	526
Niobio	2741	8570	265	53.7	23.6	55.2 188	52.6 249	55.2 274	58.2 283	61.3 292	64.4 301
Paladio	1827	12020	244	71.8	24.5	76.5 168	71.6 227	73.6 251	79.7 261	86.9 271	94.2 281
Platino:											
Puro	2045	21450	133	71.6	25.1	77.5 100	72.6 125	71.8 136	73.2 141	75.6 146	78.7 152
Aleación 60 Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1800	16630	162	47	17.4	- -	- -	62 -	59 -	65 -	69 -
Renio	3453	21100	136	47.9	16.7	58.9 97	51.0 127	46.1 139	44.2 145	44.1 151	44.6 156
Rodio	2236	12450	243	150	49.6	186 147	154 220	146 253	136 274	127 293	121 311
Silicio	1685	2330	712	148	89.2	884 259	264 556	98.9 790	61.9 867	42.4 913	31.2 946
Plata	1235	10500	235	429	174	444 187	430 225	425 239	412 250	396 262	379 277
Tantalio	3269	16600	140	57.5	24.7	59.2 110	57.5 133	57.8 144	58.6 146	59.4 149	60.2 152
Torio	2023	11700	118	54.0	39.1	59.8 99	54.6 112	54.5 124	55.8 134	56.9 145	56.9 156
Estaño	505	7310	227	66.6	40.1	85.2 188	73.3 215	62.2 243	- -	- -	- -
Titanio	1953	4500	522	21.9	9.32	30.5 300	24.5 465	20.4 551	19.4 591	19.7 633	20.7 675
Tungsteno	3660	19300	132	174	68.3	208 87	186 122	159 137	137 142	125 146	118 148
Uranio	1406	19070	116	27.6	12.5	21.7 94	25.1 108	29.6 125	34.0 146	38.8 176	43.9 180
Vanadio	2192	5100	489	30.7	10.3	35.8 258	31.3 430	31.3 515	33.3 540	35.7 563	38.2 597
Zinc	693	7140	389	116	41.8	117 297	118 367	111 402	103 436	- -	- -
Zirconio	2125	6570	278	22.7	12.4	33.2 205	25.2 264	21.6 300	20.7 332	21.6 342	23.7 362

D2.- Propiedades de no metales sólidos (Fuente: Frank P. Incropera y David P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3ª. ed.1990. Págs. A3-A8.)

Composición	Punto de Fusión °K	Propiedades a 300 °K				Propiedades a varias temperaturas (°K). k (W/m °K)/ C_p (J/Kg °K)					
		Densidad ρ Kg/m ³	Capacidad calorífica C_p J/Kg °K	Conductividad térmica k W/m °K	Difusividad $\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1000
Aluminio, óxido de zafiro	2323	3970	765	46	15.1	450 -	82 -	32.4 940	18.9 1110	13.0 1180	10.5 1225
Aluminio, óxido de policristalino	2323	3970	765	36	11.9	133 -	55 -	26.4 940	15.8 1110	10.4 1180	7.85 1225
Berilio, óxido de	2725	3000	1030	272	88.0	- -	- -	196 1350	111 1690	70 1865	47 1975
Boro	2573	2500	1105	27.6	9.99	190 .	52.5 -	18.7 1490	11.3 1880	8.1 2135	6.3 2350



"MODELADO TERMICO DE UN COLECTOR DE ENERGIA SOLAR UTILIZANDO
MATLAB"
ANEXOS



D3.- Propiedades de materiales aislantes a una temperatura media de 24 °C, (Fuente: Frank P. Incropera y David P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3ª. ed.1990. Págs. A3-A8.)

Material	Espesor L mm	Densidad ρ Kg/m ³	Conductivida d térmica k W/m °K	Capacidad calorífica C _p J/Kg °K	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), °C m ² /W
Colcha y lamina					
Fibra mineral (forma fibrosa procesada a partir de roca escoria o vidrio)	50 a 70 mm	4.8-32	-	0.71-0.96	1.23
	75 a 90 mm	4.8-32	-	0.71-0.96	1.94
	135 a 165 mm	4.8-32	-	0.71-0.96	3.32
Tablero y Losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	-
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	-
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	-
Poliuretano expandido (R-11 expandido)		24	0.023	1.6	-
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	-
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	-
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	-
Corcho		120	0.039	1.80	-
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	-	-
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	-	-
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	-
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	-	-
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~75 a 125 mm	9.6 – 32	-	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6 – 32	-	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	-	-	0.71	3.87
	~185 mm	-	-	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	-	-
Vermiculita (expandida)		122	0.068	-	-
Perlita expandida		32-66	0.039-0.045	1.09	-
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	-
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		35-51	0.039-0.046	-	-
Aislamiento para techo					
Vidrio celular		144	0.058	1.0	-
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm	-	-	1.0	0.24
	25 mm	-	-	2.1	0.49
	50 mm	-	-	3.9	0.93
Aislamiento reflector					
Polvo sílice (al vacío)		160	0.0017	-	-
Hoja de aluminio separado colchones de vidrio esponjoso, 10 a 12 capas (al vacío); para aplicaciones criogénicas (150 °K)		40	0.00016	-	-
Hoja de aluminio y laminado de vidrio y papel 75 a 150 capas; para aplicaciones criogénicas (150 °K)		120	0.000017	-	-



Anexo E

El código MATLAB®

MATLAB es un potente lenguaje diseñado para la computación técnica, muy popular en el ámbito de la computación científica que es utilizado por estudiantes, ingenieros y científicos en universidades, institutos de investigación e industrias a lo largo y ancho del mundo. Su popularidad se debe, fundamentalmente, a su potencia y su facilidad de uso. El nombre **MATLAB** proviene de MATrix LABoratory, dado que el tipo de dato básico que gestiona es una matriz (array). **MATLAB** puede ser utilizado en computación matemática, modelado y simulación, análisis y procesamiento de datos, visualización y representación de gráficos, así como para el desarrollo de algoritmos.

En el entorno de **MATLAB**, se crean y se ejecutan programas, o "guiones", que tienen comandos de **MATLAB**. También se pueden ejecutar un comando de **MATLAB**, observar los resultados, y ejecutar otro comando de **MATLAB** que interactúe con la información que esta en la memoria, observar sus resultados, y así sucesivamente. Este entorno interactivo no requiere de un proceso formal de compilación, vinculación/carga y ejecución como en el caso de los lenguajes de computadora de alto nivel. Sin embargo, los errores en la sintaxis de un comando de **MATLAB** se detectan cuando el entorno **MATLAB** intenta traducir el comando, y los errores de lógica pueden causar errores de ejecución cuando el entorno **MATLAB** intenta ejecutar el comando.

Versiones MATLAB®

En la actualidad existe la versión 7.0 de **MATLAB** con dos ediciones; una para estudiantes y la otra de nivel profesional. Ambas ediciones son muy similares, excepto por las características siguientes (Referenciadas a la edición para el estudiante):

- Cada vector está limitado a 8192 elementos.
- Cada matriz está limitada a un total de 8192 elementos, estando limitado el número ya sea de filas o de columnas a 32.
- Las salidas pueden imprimirse usando Windows, Macintosh y dispositivos de impresión PostScript.
- Los programas no pueden vincular dinámicamente subrutinas Co Fortran.
- Se recomienda mucho un coprocesador matemático, pero no es indispensable.
- Se incluyen las Tool boxes (cajas de Herramientas) de Matemáticas Simbólicas, de Señales y Sistemas de control con la Edición para el estudiante.

Para iniciar **MATLAB**, seleccione el programa **MATLAB** en el menú de su sistema operativo o teclee **matlab**. Deberá aparecer el indicador **MATLAB (>>)**, que nos dice que **MATLAB** está esperando que introduzcamos un comando. Para salir de **MATLAB**, use **quit** O **exit**.



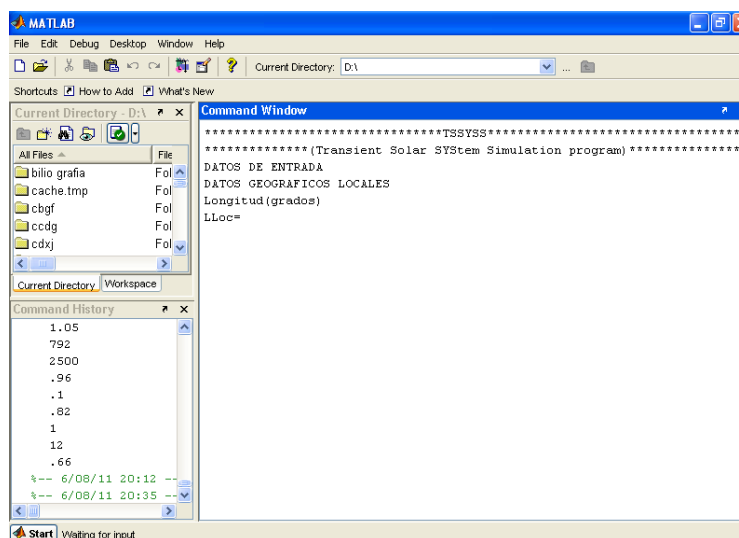
MATLAB usa tres ventanas de exhibición: la ventana de comandos sirve para introducir comandos y datos e imprimir resultados; la ventana de gráficos sirve para exhibir curvas y graficas, y la ventana de edición sirve para crear y modificar archivos M, que son archivos que contienen un programa o guion de comandos **MATLAB**. En cuanto entra a **MATLAB**, la ventana activa es la ventana de comandos. Para ejecutar un archivo M (como `tssyss.m`), simplemente teclee el nombre del archivo sin su extensión⁷ (como en `tssyss.m`). Al ejecutarse los comandos, aparecerán automáticamente las ventanas apropiadas; se puede activar una ventana haciendo clic con el ratón dentro de ella.

Hay varios comandos para despejar ventanas. El comando `clc` despeja la ventana de comandos, y el comando `clf` borra la figura actual y por tanto despeja la ventana de gráficos. El comando `clear` no afecta a las ventanas, pero sí borra todas las variables de la memoria. En general, es aconsejable iniciar los programas con los comandos `clear` y `clf` para tener la seguridad de que la memoria está despejada y que la ventana de gráficos está en blanco y restablecida.

Si desea ver algunas de las capacidades de **MATLAB** introduzca el comando `demo`, que inicia el **MATLAB** Expo, un entorno gráfico de demostración que ilustra algunos de los tipos de operaciones que se pueden realizar con **MATLAB**. Si introduce el comando `help`, aparecerá un menú de ayuda.

Es importante saber cómo interrumpir o abortar un comando en **MATLAB**. Por ejemplo, puede haber ocasiones en que los comandos hagan que la computadora imprima listas aparentemente interminables de números, o podría parecer que la computadora entró en un ciclo infinito. En estos casos, mantenga presionada la tecla de control y oprima `c` para generar una interrupción local dentro de **MATLAB**. La secuencia `control-c` a veces se escribe `^c`, pero la secuencia no incluye el carácter `^`.

Plataforma **MATLAB** (ventana de comandos).



⁷ Solo en caso de que el archivo se encuentre en el directorio actual de **MATLAB**®.



Bibliografía

1. Amos Gilat, Matlab Una introducción con ejemplos prácticos, Editorial REVERTÉ, Barcelona España, 2006.
2. Behnia M. and Morrison G.L. (1991) "An Experimental Investigation of Inclined Open Thermosyphons". SolarEnergy V47,313-326.
3. Beikircher, T., Benz, N., Aghazadeh, B., 1996. Aerogel and krypton insulated evacuated flat-plate collector for process heat production. Solar Energy 58 (1-3), 45-48.
4. Budihardjo, I., 2005. Evacuated Tubular Solar Water Heaters. Ph. D. Thesis, University of NSW.
5. Budihardjo, I., Morrison, G.L., Behnia, M., 2003. Development of TRNSYS models for predicting the performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters in Australia. In: Proceedings of ANZSES Annual Conference, Melbourne, Australia, 2003, electronic proceedings.
6. Budihardjo, I., Morrison, G.L., Behnia, M., 2005. A study of natural circulation flow rate through single-ended evacuated tube solar collectors. In: Proceedings of ISES Solar World Congress, Orlando, USA, 2005, electronic proceedings.
7. "Balance Nacional de Energía". SENER. Año 2008.
8. Cooper, P.I., Dunkle, R.V., 1981. A non-linear flat-plate collector model. Solar Energy 26 (2), 133-140.
9. Duffie J.A. y Beckman, W.A. (1980) Solar Engineering of Thermal Processes – Edit. John Wiley & Sons
10. Dyer, J. R, 1975, "The development of laminar natural convective flow in a vertical uniform heat flux duct", Int. J. Heat & Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1455-1465.
11. DUDLEY, V., Kolb G., Sloan M and Kearney D., SEGS LS2 solar collector – test results. Report of sandia national laboratories, SANDIA94-1884, USA, 1994.
12. "Estrategia Nacional para la Transición Energética y aprovechamiento Sustentable de la Energía". SENER. Año 2009.
13. EISherbiny, S.M., Raithby, G.D., Hollands, K.G.T., 1982. Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers. Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME 104, 96-102.



14. "Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México". SENER y GTZ. Año 2009
15. Gaa F O. Behnia M. and Morrison G L. (1996) "Experimental study of flow rates through inclined open thermosyphons". Solar Energy V57,401-408.
16. GUNGOR, K. E. and R. H. S. Winterton A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 29, Issue 3, March 1986, Pages 351-358*
17. Hollands, K.G.T., Unni, T.E., Raithby, G.D., Konicek, L., 1976. Freeconvective heat transfer across inclined air layers. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME* 2, 189–193.
18. Holman, J.P., 2002. Heat Transfer, 0-07-240655-0. McGraw-Hill College, Boston, USA, pp. 1–665.
19. Holman J. G. "TRANSFERENCIA DE CALOR" 10ª impresión, Editorial Continental, 1999, Mexico.
20. Ibáñez Plana, Manel. *Tecnología solar*. Madrid [etc.]: Mundi-Prensa, 2005,
21. ISO 9459-2 (1994) "Solar Heating - Domestic Water Heating Systems. Performance test for solar only systems". International Standards Organisation, Geneva.
22. Incropera Frank P., Davd P. "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" 4ta edicion, Editorial Prentice Hall. 1999, México.
23. Johan Vestlund, Mats Rönnelid , Jan-Olof Dalenback, 2007. Thermal performance of gas-filled flat plate solar collectors, *Solar Energy* 83 (2009) 896–904. Disponible en: www.elsevier.com/locate/solener.
24. Kreith, F., Bohn, M.S., 2001. Principles of Heat Transfer, sixth ed. Thomson Learning.
25. Klein, S.A., 2005. Software Engineering Equation Solver. v7.454.
26. Lighthill M.J. (1953). Theoretical considerations on free convection in tubes. *J Applied Mathematics* V6,398-439.
27. Lieberman and Gebhart, 1969. Interactions in natural convection from an array of heated elements, experimental. *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol. 12, pp.1385-1396.
28. LEY PARA EL APROVECHAMIENTO DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EL FINANCIAMIENTO DE LA TRANSICIÓN ENERGÉTICA, TEXTO VIGENTE Nueva Ley publicada en el Diario Oficial de la Federación el 28 de noviembre de 2008 (DOF 28-11-2008).
29. LEY PARA EL APROVECHAMIENTO SUSTENTABLE DE LA ENERGÍA, TEXTO VIGENTE Nueva Ley publicada en el Diario Oficial de la Federación el 28 de noviembre de 2008 (DOF 28-11-2008).
30. Matrawy, K.K., Farkas, I., 1997. Comparison study for three types of solar collector for water heating. *Energy Conversion and Management* 38, 861–869.



BIBLIOGRAFÍA

31. Morgan, V.T., 1975. The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders. *Advances in Heat Transfer* 11, 199–264.
32. Morrison, G., Ranatunga, D.B.J., 1980. Thermosyphon circulation in solar collectors. *Solar Energy* 24, 191–198.
33. Morrison, G., Tran, N., McKenzie, D., Onley, I., Harding, G., Collins, R., 1984. Long term performance of evacuated tubular solar water heaters in Sydney, Australia. *Solar Energy* 32, 785–791.
34. Morrison, G., Budihardjo, I., Behnia, M., 2005. Measurement and Simulation of Flow Rate in a Water-in-glass evacuated tube solar water heater. *Solar Energy* 78, 257–267.
35. Kovarik, M. «Optimal Solar Energy Collector System», en *Solar Energy*, vol. 17: 91-95, 1975.
36. Muhlia, A. y A. Leyva. *Notas para el Curso de Actualización en Energía Solar*. Centro de Investigación en Energía y Posgrado en Energía Solar, UNAM. 1999.
37. Schnieders, J., 1997. Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models' accuracy in the description of a vacuum tube collector. *Solar Energy* 61 (3), 179–190.
38. Schweiger, H., 1997. Optimization of solar thermal absorber elements with transparent insulation. Ph.D. thesis, Universitat Politcnica de Catalunya, Spain.
39. Wang, S.A., Wu, L.G., 1990. Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays. *Solar Energy* 45 (2), 71–78.
40. Weitbrecht, V., Lehmann, D., Richter, A., 2002. Flow distribution in solar collectors with laminar flow condition. *Solar Energy* 73, 433–441.
41. Yin Z, Xiu Z. and Zhang J. (1997) "The evacuated absorber tube industry in China". International Solar Energy Society Biannual Conference, Taejon Korea.
42. Zhukauskas, A., 1972. Heat transfer from tubes in cross flow. *Advances in Heat Transfer*. vol. 8, Academic press.