

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No

Renovables



TESIS DE GRADO PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECAÁNICO

TÍTULO:

“CÁLCULO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA COCINA SOLAR
ACCIONADA CON ACEITE TÉRMICO MEDIANTE EL PROCESO DE
TERMOSIFÓN”

AUTORES : Edwin Bladimir Paccha Herrera
Carlos Gustavo Samaniego Ojeda

DIRECTOR : Ing. Thuesman Estuardo Montaña Peralta

FECHA : Mayo del 2009

Loja-Ecuador

CERTIFICACIÓN

ING. THUESMAN ESTUARDO MONTAÑO PERALTA, Director de la Tesis, cuyo tema versa en “Cálculo, Diseño y Construcción de una Cocina Solar Accionada con Aceite Térmico Mediante el proceso de Termosifón” de la carrera de *Ingeniería Electromecánica* de la *Universidad Nacional de Loja*, a petición de la parte interesada;

CERTIFICA:

Que el presente *Proyecto de Investigación* fue elaborado bajo mi dirección, y una vez que ha sido culminado, autorizo la presentación del mismo para los fines legales pertinentes.

Loja, Mayo del 2009

.....
Ing. Thuesman Estuardo Montaña Peralta
DIRECTOR DE TESIS.

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Las ideas, hechos, principios, conceptos y resultados vertidos en el presente proyecto de tesis, son de exclusivo responsabilidad de los autores que firman a continuación, quienes a su vez, autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales no Renovables; hacer uso del presente documento en lo conveniente.

.....
Carlos Gustavo Samaniego Ojeda
Egdo. Ingeniería Electromecánica

.....
Edwin Bladimir Paccha Herrera
Egdo. Ingeniería Electromecánica

AGRADECIMIENTOS

Es necesario dejar constancia de nuestro agradecimiento a la *Universidad Nacional de Loja*, al *Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables*, representada en cada uno de los docentes que en su momento nos brindaron sus conocimientos y apoyo para la formación como futuros profesionales. De manera especial:

☞ Al *Ing. Thuesman Montaña*, Director de Tesis, por haber colaborado en la realización del presente proyecto.

A nuestros familiares, compañeros y amigos que con su apoyo y ánimo nos impulsaron a la culminación de nuestro Proyecto de Tesis.

DEDICATORIA

A DIOS sobre todas las cosas.

A nuestros Padres, quienes con su esfuerzo y su apoyo incondicional nos permitieron terminar nuestros estudios superiores.

LOS AUTORES

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN	1
DECLARACIÓN DE AUTORÍA	2
AGRADECIMIENTOS	3
DEDICATORIA	4
ÍNDICE GENERAL	5
ÍNDICE DE FIGURAS	8
ÍNDICE DE TABLAS	9
SIMBOLOGÍA	10
1. RESUMEN	12
2. INTRODUCCIÓN	13
3. REVISIÓN DE LITERATURA	15
CAPÍTULO I: GENERALIDADES DEL SISTEMA DE COCCIÓN POR ALMACENAMIENTO TÉRMICO	15
1.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	15
1.1.1 <i>Principio de Funcionamiento</i>	16
1.1.2 <i>Ventajas y desventajas de la circulación natural</i>	16
CAPÍTULO II: CONTEXTO GENERAL DE LA CIUDAD DE LOJA	18
2.1 GENERALIDADES.....	18
2.2 CLIMA.....	18
CAPÍTULO III: ENERGÍA SOLAR	19
3.1 EL SOL.....	19
3.2 <i>Flujos solares</i>	19
3.3 <i>Altitud, Zenit y azimut solar</i>	20
3.4 <i>La constante solar</i>	21
3.5 <i>Medición de la radiación solar</i>	23
3.6 <i>Registros históricos de radiación solar en la ciudad de Loja</i>	24
3.6.1 Registros de radiación solar publicados por la NASA.....	24
3.6.1.1 SSE HRZ.....	25
3.6.1.2 Índice de claridad (K).....	25
3.6.1.3 Difusa	25
3.6.1.3.1 Directa Normal	26
3.6.1.3.2 Inclín. 0, 4, 19, 90. (Grados).....	26
3.6.1.4 OPT.....	26
3.6.1.5 ANG OPT (Grados).....	26
3.7 <i>Tecnología y usos de la energía solar</i>	27
3.7.1 Energía solar térmica	27
3.8 <i>Sistemas de Aprovechamiento Térmico</i>	27
3.8.1 Sistemas Pasivos	27
3.8.2 Sistemas activos.....	28
3.8.2.1 Instalaciones de Baja temperatura.....	28
3.8.2.2 Instalaciones de Media y alta temperatura.....	29
3.8.3 <i>Tipos de sistemas térmicos solares</i>	30
CAPÍTULO IV: COCINAS SOLARES	32
4.1 <i>Introducción</i>	32
4.2 <i>Ventajas y desventajas de las cocinas solares</i>	32
4.3 <i>Clasificación de las cocinas solares</i>	33
4.3.1 Las cocinas indirectas o de almacenamiento térmico.....	33

4.3.2	Comparación del rendimiento entre algunos de cocinas solares	35
4.4	CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS CON CALOR	35
4.4.1	Escaldado	35
4.4.2	Pasteurización.....	36
4.4.3	Esterilización	36
4.5	COCINADO DE ALIMENTOS	36
4.5.1	Hervido	36
4.5.2	Al vapor.....	36
4.5.3	Asado y al horno	36
4.5.4	Fritos y rebozados.....	37
4.6	SEGURIDAD ALIMENTARIA DE COCCIÓN.....	37
	CAPÍTULO V: TRANSFERENCIA DE CALOR	38
5.1	INTRODUCCIÓN	38
5.2	MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	38
5.2.1	<i>Conducción.....</i>	<i>38</i>
5.2.1.1	Flujo de calor a través de una pared compuesta	39
5.2.1.2	Flujo de calor a través de la pared un tubo.....	40
5.2.2	<i>Convección</i>	<i>41</i>
5.2.2.1	Números adimensionales.....	42
5.2.2.2	Correlación para convección natural en cilindros	43
5.2.3	<i>Radiación.....</i>	<i>43</i>
5.2.3.1	Superficies para Absorción.....	43
5.3	INTERCAMBIADORES DE CALOR	44
5.3.1	<i>Introducción</i>	<i>44</i>
5.3.2	<i>Diferencia de temperaturas</i>	<i>44</i>
5.3.3	<i>Coefficientes totales de transferencia de calor</i>	<i>45</i>
5.3.4	<i>Clases de intercambiadores</i>	<i>46</i>
	CAPÍTULO VI: FLUIDOS DE TRANSFERENCIA TÉRMICA	48
6.1	DEFINICIÓN.....	48
6.2	<i>Aceite para transferencia térmica.....</i>	<i>48</i>
6.2.1	<i>Selección de aceites térmicos: propiedades y limitaciones.</i>	<i>48</i>
6.2.2	<i>Aplicaciones:</i>	<i>49</i>
6.2.3	<i>Propiedades que deben cumplir los aceites térmicos.....</i>	<i>49</i>
6.2.3.1	Elevada estabilidad térmica	49
6.2.3.2	Buena resistencia a la oxidación	50
6.2.3.3	Alto coeficiente de transferencia de calor	50
6.2.3.4	Prolongada vida útil	50
6.2.4	<i>Recomendaciones para los Sistemas de Transferencia de Calor.....</i>	<i>51</i>
6.2.4.1	Sistema Limpio.....	51
6.2.4.2	Materiales	51
6.2.4.3	Sellado del Sistema	51
	CAPÍTULO VII: COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA	52
7.1	INTRODUCCIÓN.....	52
7.1.1	Caja aislada	52
7.1.2	Placa de absorción	52
7.1.3	Cubierta	53
7.2	CÓMO FUNCIONA UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA.....	53
7.2.1	Ecuaciones de energía	53
7.2.2	Radiación proveniente del sol.....	54
7.2.3	Pérdidas de calor del colector.....	54
7.2.4	Coeficiente total de transferencia de calor.....	55
7.2.4.1	Conductancia por la parte superior U_{sup}	55
7.2.4.2	Conductancia por la parte inferior U_b	56
7.2.4.3	Conductancia por la parte lateral U_{lad}	57
7.2.4.4	Coeficiente Total de pérdidas de calor [UL]	57
7.2.5	Distribución de Temperaturas en los Tubos y Factor de Eficiencia del Colector	57

7.2.6	Factor de Remoción de Calor.....	59
7.2.7	Eficiencia del Colector.....	60
4.	MATERIALES Y MÉTODOS	62
4.1	MONITOREO DE LA POTENCIALIDAD SOLAR	62
4.2	DISEÑO DEL SISTEMA.....	63
4.2.1	<i>Demanda de diseño [Qd].....</i>	63
4.2.2	SELECCIÓN DEL COLECTOR.....	63
4.2.2.1	ÁREA DEL COLECTOR.....	64
4.2.2.2	PLACA DE ABSORCIÓN	64
4.2.2.3	TIPO DE TUBOS	65
4.2.2.4	EFFECTO DEL TIPO DE CONEXIÓN DE LOS TUBOS.....	66
4.2.2.5	FLUIDO TÉRMICO	66
4.2.2.6	CUBIERTA	67
4.2.2.7	AISLAMIENTO.....	67
4.2.3	DISEÑO MATEMÁTICO DEL COLECTOR	67
4.2.3.1	Datos.....	68
4.2.3.2	Coeficiente de pérdidas de calor hacia arriba del colector [Ut].....	68
4.2.3.3	Coeficiente de pérdidas de calor hacia abajo del colector [Ub].....	69
4.2.3.4	Coeficiente de pérdidas de calor por los lados [U _{lad}].....	69
4.2.3.5	Coeficiente Total de pérdidas de calor [UL].....	69
4.2.3.6	Eficiencia de Aleta.....	69
4.2.3.7	FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR.....	70
4.2.3.7.1	Cálculo del Número de Nusselt	71
4.2.3.7.2	Coeficiente de transferencia de calor entre fluido térmico y tubo	71
4.2.3.7.3	Cálculo del Factor de eficiencia del colector	71
4.2.3.8	Temperatura de salida del fluido	72
4.2.3.9	Cálculo del Factor de Remoción [FR]	72
4.2.3.10	CALOR ÚTIL	73
4.2.3.11	TEMPERATURA MEDIA DE LA PLACA	73
4.2.4	<i>Dimensionado del tanque de acumulación térmica.....</i>	73
4.2.5	<i>Cálculo del volumen de aceite necesario en todo el sistema</i>	74
4.3	MODELO MATEMÁTICO DEL INTERCAMBIADOR.....	75
4.3.1	<i>Datos generales</i>	77
4.3.2	<i>Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor externo he (aceite)</i>	78
4.3.3	<i>Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor interno hi (agua)</i>	78
4.3.4	<i>Cálculo de admitancias</i>	79
4.3.5	<i>Cálculo de potencias</i>	82
4.3.6	<i>Cálculo de la eficiencia deL Sistema</i>	83
4.4	VALORACIÓN ECONÓMICA	83
5.	RESULTADOS	85
5.1	INSTRUMENTOS DE MEDIDA.....	85
5.2	MONITOREO DE LA POTENCIALIDAD SOLAR EN LA CIUDAD DE LOJA.....	85
5.3	MONITOREO Y CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA COCINA	89
5.3.1	<i>Procedimiento</i>	89
5.3.1.1	Cálculo de la potencia de cocción	89
5.3.1.2	Cálculo de promedios por intervalos	89
5.3.1.3	Estandarización de la potencia de cocción.....	89
5.3.1.4	Diferencia de temperaturas	90
5.3.1.5	Graficado y regresión	90
5.3.1.6	Presentación del resultado	90
5.3.2	<i>MONITOREO DE LA COCINA CON ACEITE COMO FLUIDO TÉRMICO</i>	90
5.3.3	<i>AGUA COMO FLUIDO TÉRMICO</i>	92
6.	DISCUSIÓN.....	95
7.	CONCLUSIONES.....	96
8.	RECOMENDACIONES.....	97

9. BIBLIOGRAFÍA	98
10. ANEXOS	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1 Esquema del diseño de la cocina de aceite térmico de circulación natural:.....	15
Fig. 1.2: Representación de la altura de presión.....	16
Fig. 3.1: Movimiento de la tierra alrededor del sol.....	19
Fig. 3.2: Declinación solar	20
Fig. 3.3: Altitud, Zenit y azimut solar.....	21
Fig. 3.4: Balance de radiación solar.....	22
Fig. 3.5: Balance de radiación terrestre	22
Fig. 3.6: Piranómetros	23
Fig. 3.7: Mapa de irradiación solar en Ecuador.....	24
Fig. 3.8: Izq. Colector solar de placa común. Der. Colector solar plano para aire	28
Fig. 3.9: Colector solar de tubos de vacío y sus componentes	29
Fig. 3.10: Colectores de concentración: Izq. Concentración lineal	29
Fig. 3.11: Cuadro de clasificación de los sistemas solares térmicos	31
Fig. 4.1: Esquema de un sistema básico de una cocina de almacenamiento térmico	34
Fig. 4.2: Esquema de un sistema complejo de una cocina.....	34
Fig. 4.3: Comparación del rendimiento de algunos tipos de cocinas solares	35
Fig. 5.1: Transferencia de calor a través de una pared plana;	38
Fig. 5.2: Circuito térmico equivalente de una pared compuesta en serie	40
Fig. 5.3: Transferencia de calor a través de una pared cilíndrica.....	40
Fig. 5.4: Flujo en un intercambiador: contracorriente y paralelo	45
Fig. 5.5: Clasificación de los intercambiadores de calor	47
Fig. 7.1: Componentes de un colector solar de placa plana	52
Fig. 7.2: Pérdidas en un colector solar de placa plana.....	54
Fig. 7.3: Circuito térmico de un colector solar de placa plana con dos cubiertas	55
Fig. 7.4: Dimensiones de la placa y tubo de un colector solar plano.....	58
Fig. 7.5: Curva de eficiencia característica de un colector de placa plana con una cubierta.....	61
Fig. 1: Curva para la determinación de la Irradiancia	62
Fig. 2: Intervalos de tiempo y áreas rectangulares de irradiancia	63
Fig. 3: Formas de disposición de tubos en la placa	65
Fig. 4: Colector con tubos de tipo serpentín (Izq.) y de tubos paralelos (Der.)	66
Fig. 5: Trayectorias de flujo posibles en colectores con cabezales abiertos.....	66
Fig. 6: Propiedades del aceite térmico generadas mediante el software ParaCalc 5.0.....	70
Fig. 7: Dimensiones del recipiente encamisado.....	75
Fig. 8: Circuito de resistencias térmicas del recipiente encamisado	76
Fig. 9: Gráfica de radiación del mes de Septiembre 2008	85
Fig. 10: Gráfica de radiación de mes de Octubre 2008.....	86
Fig. 11: Gráfica de radiación del mes de Noviembre 2008	86
Fig. 12: Gráfica de radiación mes Diciembre 2008	87
Fig. 13: Gráfica radiación mes Enero 2009.....	87
Fig. 14: Gráfica radiación mes Febrero 2009	88
Fig. 15: Gráfica de la Potencia de la cocina solar con aceite como fluido térmico.....	92
Fig. 16: Gráfica de potencia de la cocina solar con agua como fluido térmico.....	94
Fig. 17: Proceso de soldadura del interior de la chaqueta.....	101

Fig. 18: Proceso de elaboración del intercambiador	101
Fig. 19: Llenado de aceite térmico en el interior del equipo	102
Fig. 20: Cocina a prueba, se observa la diferente instrumentación:	102
Fig. 21: Cocina solar de aceite térmico a prueba en el sector Landangui, Malacatos, Loja	103
Fig. 22: Estación meteorológica instalada en el sector “Época” de la ciudad de Loja	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Parámetros climáticos promedio de Loja.....	18
Tabla 2: Instrumentos meteorológicos para la medida de la radiación	23
Tabla 3: Promedios de radiación solar en la ciudad de Loja	25
Tabla 4: Promedios mensuales de radiación al mediodía,.....	26
Tabla 5: Comparación de las ventajas y desventajas de los colectores solares.	30
Tabla 6: Principales tipos de cocinas solares	33
Tabla 7: Temperaturas mínimas internas recomendadas para algunos alimentos.....	37
Tabla 8: Grupos adimensionales más comunes.....	42
Tabla 9: Diferencia de temperatura entre	60
Tabla 10: Rendimiento de la placa	65
Tabla 11: Promedio de la irradiancia solar durante el periodo de ejecución del proyecto.....	88
Tabla 12: Ejemplo de monitoreo de la cocina solar con aceite como fluido térmico.....	90
Tabla 13: Datos de potencia estandarizada y Diferencia de temperatura	91
Tabla 14: Ejemplo de monitoreo de la cocina solar con agua como fluido térmico.....	92
Tabla 15: Datos de potencia estandarizada y diferencia de temperatura.....	93

SIMBOLOGÍA

A	Área
A_c	Área del colector
c_p	Calor específico
D	Diámetro
F'	Factor de eficiencia del colector
F_R	Factor de remoción de calor
Gr	Numero de Grashof
G_T	Radiación total
g	Constante gravitacional
h	Coefficiente de transferencia de calor
h_{fi}	Coefficiente de transferencia de calor dentro de los tubos
h_v	Coefficiente de transferencia de calor a través del viento
k	Conductividad térmica
l	Longitud, espesor
L	Longitud, largo, distancia
m	masa
\dot{m}	Flujo másico
N	Numero de cubiertas del colector
N_U	Numero de Nusselt
P_i	Potencia de cocción para un intervalo de tiempo
Pr	Numero de Prandtl
Ps	Potencia de cocción estandarizada
q	Energía útil (calor)
Re	Numero de Reynolds
r	Radio
S	Radiación solar absorbida por unidad de área de colector.
T	Temperatura
T_d	Diferencia entre la temperatura del agua en la olla y el ambiente.
t	Tiempo
U	Coefficiente de transferencia de calor total
U_L	Coefficiente de pérdida de calor total en el colector
V	Volumen
W	Distancia entre tubos

CARACTERES GRIEGOS

α	Absortancia
β	Inclinación
δ	Declinación, espesor
γ	Ángulo azimutal
ε	Emitancia
η	Eficiencia
θ	Ángulo
μ	Viscosidad dinámica
ν	Viscosidad cinemática
ρ	Densidad, reflectancia.
σ	Constante de radiación de Stefan-Boltzmann.
τ	Transmitancia

SUBÍNDICES

<i>a</i>	Ambiente
<i>c</i>	Colector, cubierta
<i>f</i>	Final, fluido
<i>i</i>	Entrada, interior
<i>o</i>	Salida, exterior
<i>p</i>	Placa
<i>u</i>	Útil, viento

1. RESUMEN

Las cocinas solares indirectas nos permiten cocinar en un lugar diferente al de la captación de energía solar, lo que no sucede con las cocinas convencionales. Estas basan su funcionamiento en la utilización de un colector solar de placa plana, el cual mediante un fluido térmico transfiere la energía hacia los alimentos a través de un intercambiador de calor.

El presente trabajo de tesis define los parámetros de diseño y operación de una cocina solar accionada con aceite térmico a través de circulación natural o termosifón, luego se la ha construido y monitoreado.

ABSTRACT

The indirect solar cookers let us to cook in a different place with respect to the energy capitation one, it does not happen with the conventional cookers. This performance is based on a flat plate solar collector application; through it a thermal fluid transfers the energy to the foods through the heat exchanger.

The present thesis project defines the design and operation parameters of a thermal oil solar cooker with natural circulation or thermosyphon, then we constructed it and monitored it.

2. INTRODUCCIÓN

El éxito que ha tenido el uso directo de la radiación solar en procesos tales como el calentamiento de agua y otros fluidos, el secado de productos agrícolas e industriales y la producción de electricidad en lugares aislados, alienta a considerar también esta fuente de energía en la cocción de alimentos, por medio del uso de las llamadas “cocinas solares”, de vital importancia especialmente en zonas rurales en todo el mundo.

Los sistemas de cocción convencionales tienen al menos cuatro inconvenientes: se debe cocinar en el exterior, sólo se puede cocinar en días despejados, se debe seguir la trayectoria del sol a intervalos regulares a fin de optimizar la eficiencia de la cocina y, finalmente no permitir cocinar por la tarde y noche, es decir, no cuentan con acumulación térmica.

Existe una enorme gama de cocinas y hornos solares que, en principio se pueden dividir en tres grandes grupos: los de tipo caja, los de concentración (a través de reflectores parabólicos) y las cocinas indirectas.

Las cocinas solares indirectas tienen como principal elemento a un colector solar dentro del cual circula un fluido térmico que transporta el calor hacia los alimentos mediante un intercambiador, su principal ventaja reside en que se puede hacer uso de la misma en un lugar donde la radiación solar no incida directamente sobre la olla, puesto que el colector se ubica en el exterior del lugar a cocinar.

En la actualidad hay avances significativos en el tema, pues existen cocinas solares de almacenamiento térmico con reflectores en el colector para aumentar la cantidad de radiación incidente en la placa, algunas de estas cocinas utilizan aceites vegetales como el de maní para abaratar costos. Su precio fluctúa entre los 600 y 1200 dólares, dependiendo de su capacidad.

Por las bondades que nos ofrecen los sistemas indirectos de cocción solar nos hemos planteado los siguientes objetivos:

- ❖ Caracterizar la potencialidad solar en el ciudad de Loja durante el periodo de desarrollo del proyecto
- ❖ Indagar sobre los procesos de transferencia de calor mediante fluido térmico
- ❖ Realizar el cálculo y diseño de una cocina solar de aceite térmico en termosifón
- ❖ Construir una cocina solar accionada con aceite térmico mediante el proceso de termosifón

3. REVISIÓN DE LITERATURA

CAPÍTULO I: Generalidades del Sistema de Cocción por Almacenamiento Térmico

1.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se representa esquemáticamente el diseño del sistema de la cocina solar de aceite térmico operando mediante circulación por termosifón, esto es por medios naturales, así, el fluido al pasar por el colector gana energía, la que se traduce en un incremento de temperatura, la que causa una diferencia de densidades dentro del sistema que es en definitiva la causa de la circulación. El fenómeno de calentamiento del aceite térmico se da por un fenómeno de convección natural. El fluido circula del colector a la parte superior del tanque y de éste al colector por la parte inferior.

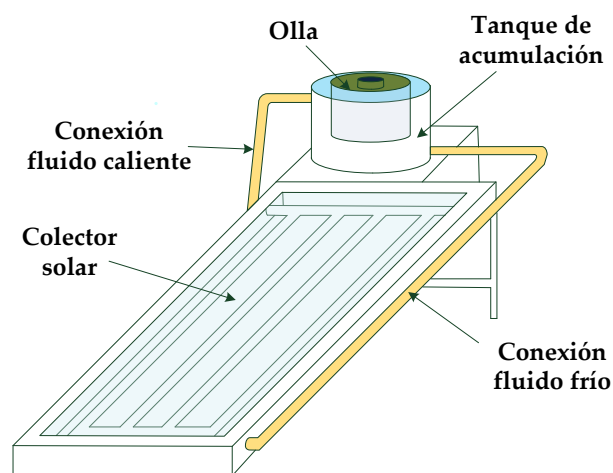


Fig. 1.1 Esquema del diseño de la cocina de aceite térmico de circulación natural:

El componente principal del sistema es el colector, que consta de un cajón metálico aislado, con una cubierta de vidrio en su parte superior. El colector se dispone con una inclinación respecto a la horizontal para una mejor captación de la radiación solar.

Otro elemento constitutivo es el tanque de almacenamiento cuyo objetivo almacenar la energía del fluido y actuar como intercambiador de calor, transfiriendo la energía calorífica en él contenida, hacia el interior de la olla.

1.1.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

La circulación natural o circulación por termosifón es un fenómeno que se fundamenta en la variación de la densidad del fluido calo-transportador que es inversamente proporcional al incremento de la temperatura, esto quiere decir por ejemplo, que la densidad del agua o aceite a 80°C es menor que la densidad del mismo a 40°C . Si se colocan en un tubo en U dos volúmenes iguales de fluido a las temperaturas mencionadas, tal como se muestra en la Fig. 2, el nivel de la columna de agua mas caliente es mayor respecto a la de agua mas fría. Esto se explica porque la columna de agua 40°C tiene mayor masa que la columna de agua a 80°C .

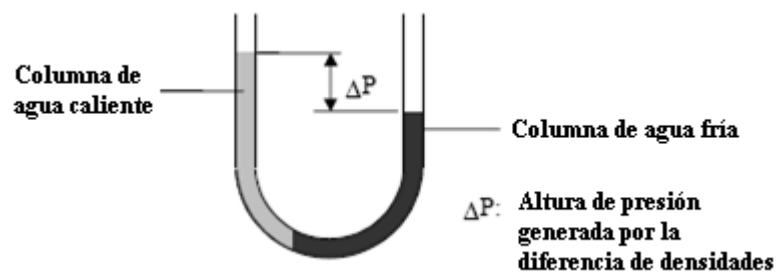


Fig. 1.2: Representación de la altura de presión generada por agua a temperaturas diferentes

Es básico, en un sistema por termosifón que el diseño y montaje de la instalación favorezca el movimiento del agua caliente. Dos son los factores que influyen en la fuerza ascensional del fluido:

1. La diferencia media de temperaturas del fluido a la salida del colector y en la parte baja del depósito.
2. Diferencia de alturas h entre el tanque y los colectores (mínimo 40 cm. Esto evita riesgo de circulación inversa y además mejora la eficiencia del sistema, éste principio se aplica mayormente en calentadores de agua que generalmente operan ininterrumpidamente durante el día, MORRISON, 1984)

1.1.2 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA CIRCULACIÓN NATURAL

Los sistemas de circulación natural tienen las siguientes ventajas:

- Velocidad de intercambio térmico proporcional a la diferencia de temperatura entre el depósito de acumulación y los paneles.
- Autorregulación de la circulación.
- Ausencia de bombas de circulación, centralitas y sondas.

- Montaje rápido y económico.
- Mantenimiento reducido al mínimo.
- Garantía del sistema en su totalidad

Entre las desventajas del sistema se pueden mencionar:

- El rendimiento general del sistema es bajo.
- Si bien la inversión inicial es baja respecto a otros equipos de utilización de energía solar, ésta no deja de ser elevada ya que se precisa el empleo de buenos materiales.
- Estéticamente el sistema de circulación natural también tiene cierta desventaja en cuanto a estética, ya que el tanque debe estar elevado por encima del colector el cual a su vez debe estar totalmente expuesto a los rayos solares.
- Cuando opera a muy bajas temperaturas requiere agregar al fluido térmico un anticongelante, puesto que el congelamiento del fluido provocaría su dilatación y por consiguiente se produciría rotura de tuberías.

CAPÍTULO II: Contexto General de la Ciudad de Loja

2.1 GENERALIDADES

Ubicación	3°59'S 79°12'O / -3.983, -79.2
Altitud	2.060 msnm
Superficie	52 km ²
Población	175.895 hab. (2001)
Densidad	3388,2 hab./km ²

Loja es una ciudad situada en la parte oriental de la provincia del mismo nombre, en el sur de Ecuador. Es la capital de la provincia y cantón homónimos.

2.2 CLIMA

El clima de Loja es temperado-ecuatorial subhúmedo. Con una temperatura media del aire de 16°C. La oscilación anual de la temperatura lojana es de 1,5°C.

Los meses de menor temperatura fluctúan entre junio y septiembre, siendo julio el mes más frío. De septiembre a diciembre se presentan las temperaturas medias más altas (las cuales han llegado a 28°C), sin embargo en esos mismos meses se han registrado las temperaturas extremas más bajas. Particularmente en el mes de noviembre se registra el 30% de las temperaturas más bajas del año. Para mayor detalle nos podemos observar la Tabla 1:

Tabla 1: Parámetros climáticos promedio de Loja

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
Temperatura diaria máxima °C	26	26	27	26	26	25	23	24	24	25	25	26	25
Temperatura diaria mínima °C	15	15	14	15	14	14	10	10	11	12	14	14	14
Precipitación total cm (pulg)	5	6	20	20	17	12	4	2	2	1	1	3	120

CAPÍTULO III: Energía Solar

3.1 EL SOL

El sol es la estrella más próxima a la Tierra y se encuentra a una distancia promedio de 150 millones de kilómetros, distancia conocida como Unidad Astronómica (UA). El sol es la principal fuente primaria de luz y calor para la Tierra, proporciona el 99,7% de la energía usada para todos los procesos naturales. Un análisis de su composición en función de su masa establece que contiene un 71% de Hidrógeno, un 27% Helio, y un 2% de otros elementos más pesados.

3.2 FLUJOS SOLARES

Para efecto de utilización de la energía solar, el Sol puede considerarse de manera simplificada como un cuerpo negro¹ a una temperatura de 5.762°K. A esta temperatura el Sol emite energía que se propaga por el espacio a la velocidad de la luz y recorriendo la distancia media Sol-Tierra en 8 minutos 18 segundos.

La energía transmitida por las ondas electromagnéticas no fluye en forma continua sino en forma de pequeños paquetes de energía. A estos conjuntos discretos de energía se les denominan fotones. La cantidad de energía de los fotones es menor o mayor según la longitud de la onda electromagnética. La energía de los fotones de las ondas largas, como las de radio y televisión es muy pequeña. En cambio, la energía de los fotones de las ondas muy cortas, como los rayos X es grande.

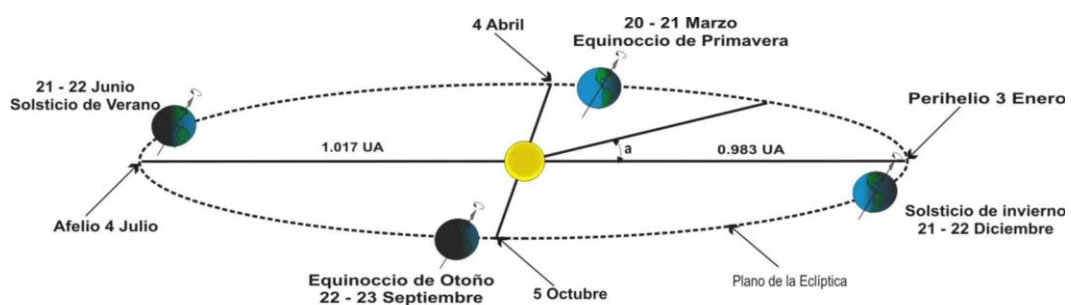


Fig. 3.1: Movimiento de la tierra alrededor del sol

En la Fig. 3.1, se muestra la posición angular (\mathbf{a}) de la Tierra en la órbita. Cuando $\mathbf{a} = 0^\circ$ la Tierra se encuentra más cerca del Sol (Perihelio), esto ocurre en enero, en julio, cuando $\mathbf{a} = 180^\circ$, la Tierra se encuentra en la posición más alejada del Sol (Afelio).

¹ El “cuerpo negro” se define como un objeto ideal que absorbe toda la radiación que llega a su superficie (absorbedor perfecto).

Cuando se analiza el movimiento de rotación y translación de la Tierra se encuentra que su eje de rotación, con respecto al plano de translación alrededor del sol, tiene una inclinación de aproximadamente $23,45^\circ$. Los patrones climáticos de las estaciones se originan principalmente por la inclinación del eje de rotación. El ángulo formado entre el plano ecuatorial de la Tierra y la línea Tierra-Sol se denomina declinación solar (δ), ver Fig. 3.2. El signo de la declinación es positivo (+) cuando el sol incide perpendicularmente sobre algún lugar en el hemisferio norte, y negativo (-) cuando incide perpendicularmente sobre algún lugar en el hemisferio sur.

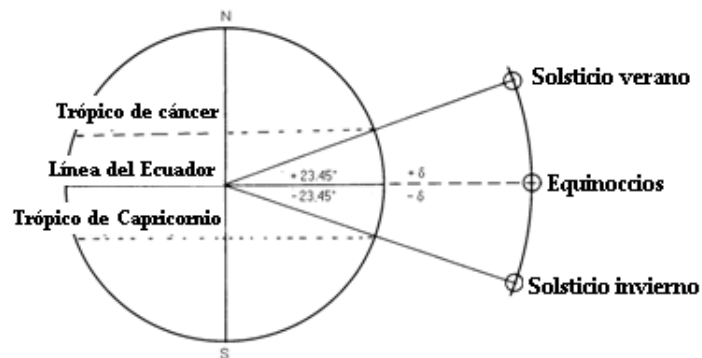


Fig. 3.2: Declinación solar

3.3 ALTITUD, ZENIT Y AZIMUT SOLAR

Si observamos la Fig. 3.3, la posición relativa del Sol en el firmamento respecto a un punto de la superficie terrestre se puede definir por dos ángulos: la **altitud solar** –que es el ángulo entre la línea que pasa por el punto y el Sol, y la línea tangente a la superficie terrestre– y el **azimut solar** –que es el ángulo entre la proyección del Sol en el horizonte y la línea norte-sur (toma valores positivos hacia el este y negativo hacia el oeste en ambos hemisferios). El ángulo complementario a la altitud solar se denomina **zenit solar**. La posición del Sol en el firmamento dependerá, pues, de la situación del punto en la Tierra, de la época del año y del momento del día.

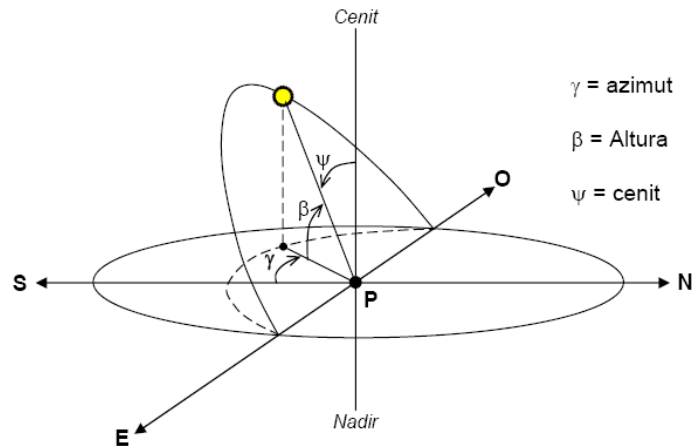


Fig. 3.3: Altitud, Zenit y azimut solar

Por todo ello, para vencer los efectos que la declinación tiene sobre el ángulo de incidencia de la radiación solar y conseguir interceptar esta radiación de la forma más perpendicularmente posible, los captadores solares tienen que estar inclinados un cierto ángulo respecto al suelo, y a la vez orientados lo más al sur posible cuando estamos en el hemisferio norte y hacia el norte cuando estamos en el hemisferio sur.

3.4 LA CONSTANTE SOLAR

Desde el punto de vista energético, la masa solar que por segundo se irradia al espacio en forma de partículas de alta energía y de radiación electromagnética es aproximadamente de $5,6 \cdot 10^{35}$ GeV y de ella, la Tierra recibe en el exterior de su atmósfera un total de $1,73 \cdot 10^{14}$ kW, o sea $1,353 \text{ kW/m}^2$, que se conoce como constante solar y cuyo valor fluctúa en un $\pm 3\%$ debido a la variación periódica de la distancia entre la Tierra y el Sol.

La intensidad de la radiación solar se mide a través de dos parámetros físicos:

Insolación: Energía media diaria (KWh/m^2 día)

Radiación térmica: Potencia instantánea sobre superficie horizontal (KW/m^2)

En la Fig. 3.4 y Fig. 3.5 que se encuentran a continuación, se representa la distribución de los $1,73 \cdot 10^{14}$ kW de energía solar que inciden sobre la Tierra:

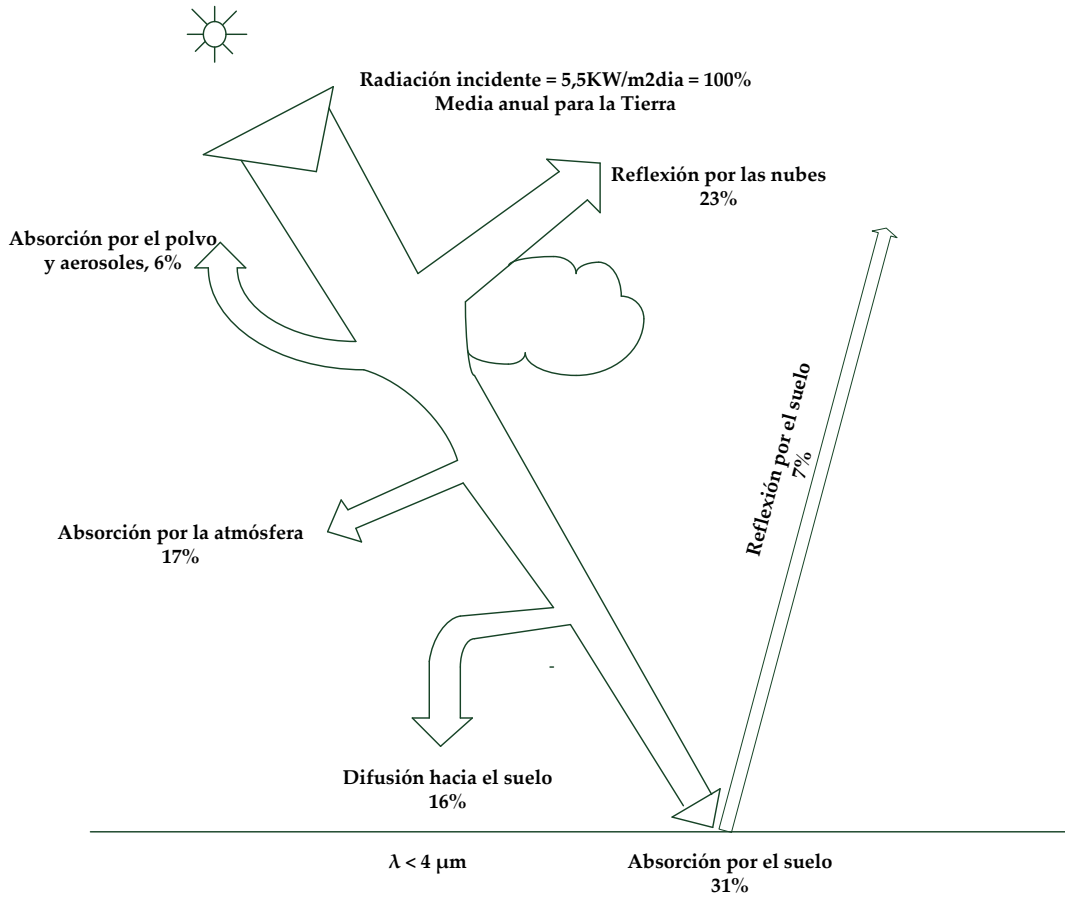


Fig. 3.4: Balance de radiación solar

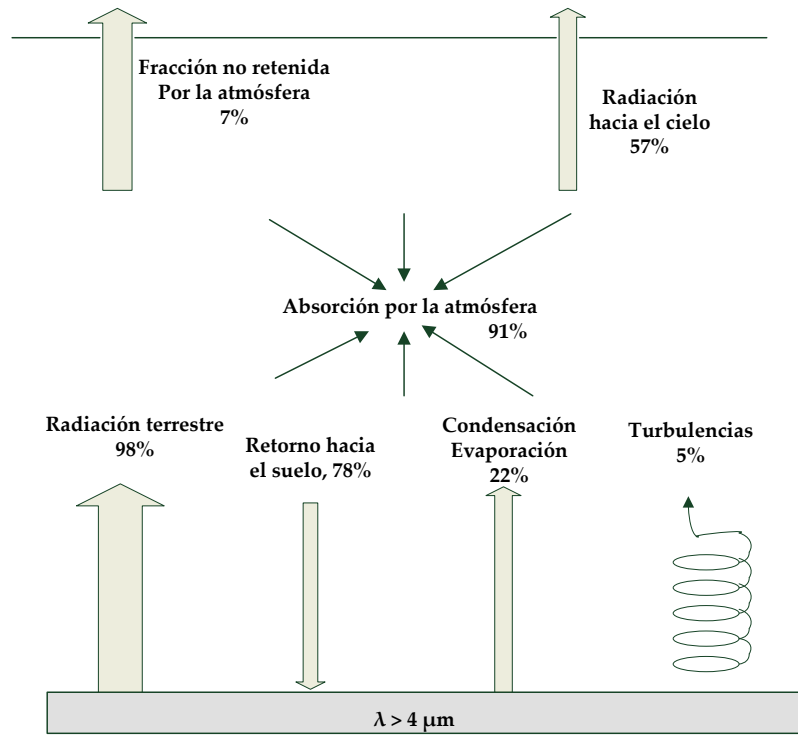


Fig. 3.5: Balance de radiación terrestre

3.5 MEDICIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR

La radiación solar se mide en forma directa utilizando instrumentos que reciben el nombre de radiómetros (Tabla 2) y en forma indirecta mediante modelos matemáticos de estimación que correlacionan la radiación con el brillo solar.

Los radiómetros se pueden clasificar según diversos criterios: el tipo de variable que se pretende medir, el campo de visión, la respuesta espectral, el empleo principal a que se destina, etc.

Tabla 2: Instrumentos meteorológicos para la medida de la radiación

Tipo de Instrumento	Parámetro de Medida
Piranómetro	i) Radiación Global, ii) Radiación directa, iii) Radiación difusa iv) Radiación solar reflejada. (usado como patrón nacional)
Piranómetro Espectral	Radiación Global en intervalos espectrales de banda ancha
2Pirheliómetro Absoluto	Radiación Directa (usado como patrón nacional)
Pirheliómetro de incidencia normal	Radiación Directa (usado como patrón secundario)
Pirheliómetro (con filtros)	Radiación Directa en bandas espectrales anchas
Actinógrafo	Radiación Global
Pirgeómetro	Radiación Difusa
Radiómetro neto ó piranómetro diferencial	Radiación Neta
Heliógrafo	Brillo Solar

A continuación se muestran algunos tipos de Piranómetros de precisión

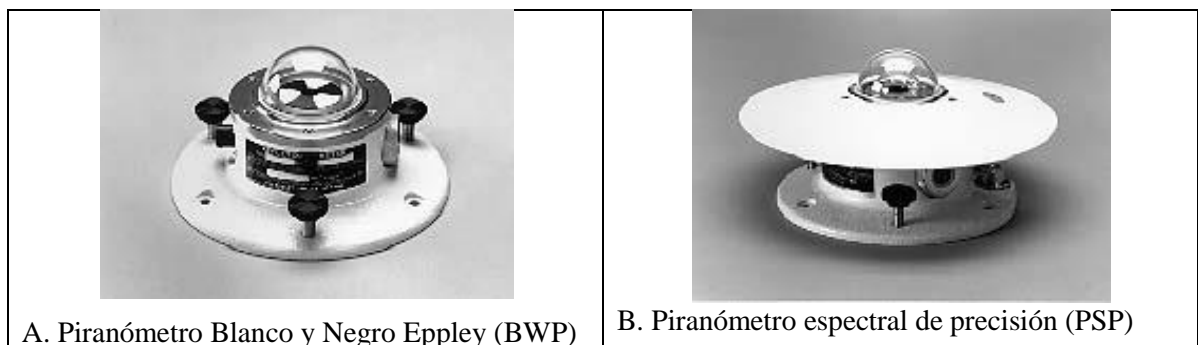


Fig. 3.6: Piranómetros

Un método alternativo práctico para la medición de la radiación solar cuando no exista la disposición de un radiómetro es una celda fotoeléctrica con compensación por temperatura, la cual genera una corriente eléctrica. La precisión de este medidor es un poco menor que la del Piranómetro y solo mide la radiación global.

3.6 REGISTROS HISTÓRICOS DE RADIACIÓN SOLAR EN LA CIUDAD DE LOJA.

A continuación en la Fig. 3.7 se muestra un mapa de irradiación global elaborado por el Instituto Nacional de Meteorología del Ecuador INAMHI

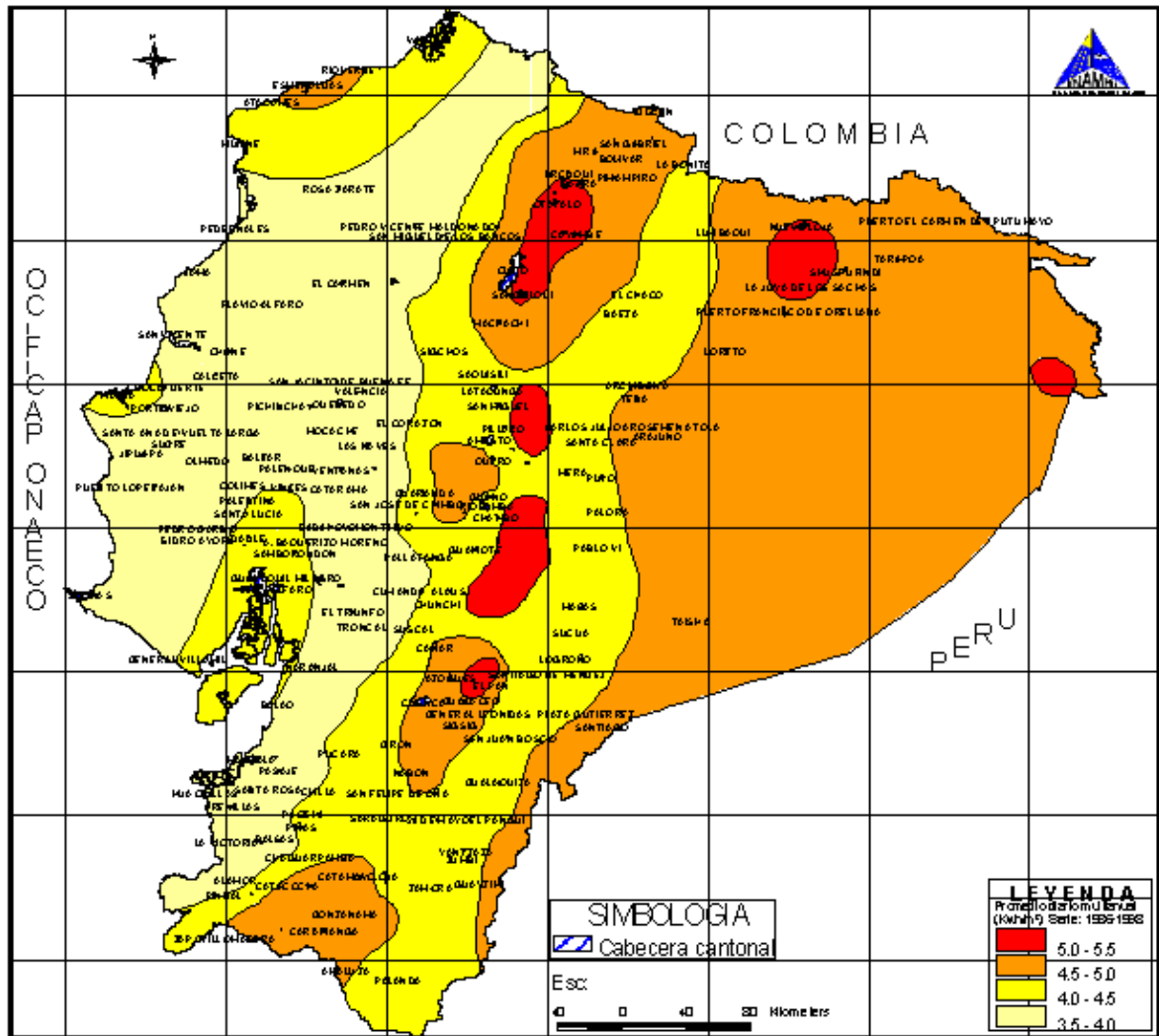


Fig. 3.7: Mapa de irradiación solar en Ecuador

3.6.1 Registros de radiación solar publicados por la NASA²

Periodo de registro: 22 años (1983-2005)

² Fuente: <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>

Tabla 3: Promedios de radiación solar en la ciudad de Loja

Prom. Men. de radiación incidente en una superficie inclinada hacia el Ecuador (kWh/m²dia)													
Lat -4 Lon -79	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Prom. Anual
SSE HRZ	4.17	3.97	4.17	4.05	4.01	3.98	3.90	4.20	4.41	4.55	4.76	4.41	4.21
K	0.39	0.37	0.39	0.40	0.43	0.44	0.42	0.43	0.43	0.43	0.45	0.42	0.42
Difusa	2.24	2.30	2.33	2.16	1.97	1.86	1.91	2.07	2.25	2.33	2.25	2.21	2.16
Directa N	2.85	2.38	2.59	2.74	3.10	3.34	3.09	3.14	3.05	3.17	3.68	3.29	3.04
Inclin. 0	4.11	3.91	4.11	4.01	3.96	3.93	3.86	4.15	4.35	4.50	4.70	4.34	4.16
Inclin. 4	4.14	3.93	4.11	4.04	4.03	4.02	3.93	4.20	4.36	4.51	4.74	4.39	4.20
Inclin. 19	4.16	3.88	3.98	4.05	4.17	4.24	4.10	4.27	4.28	4.42	4.77	4.45	4.23
Inclin. 90	2.13	1.82	1.60	2.02	2.45	2.70	2.51	2.27	1.81	1.87	2.31	2.32	2.15
OPT	4.18	3.93	4.11	4.07	4.18	4.27	4.12	4.27	4.36	4.51	4.78	4.45	4.27
ANG OPT	13.0	7.00	1.00	12.0	23.0	28.0	25.0	17.0	5.00	5.00	13.0	16.0	13.7

La Tabla 3 nos proporciona los datos de acuerdo a la latitud y longitud geográfica del lugar así como en función a índices de nubosidad o claridad, considerando los siguientes parámetros:

3.6.1.1 SSE HRZ.

Promedio mensual de la radiación total incidente sobre una superficie horizontal a la superficie de la tierra, promediado en un periodo de 22 años (Jul 1983 - Jun 2005).

3.6.1.2 Índice de claridad (K)

Promedio mensual de la radiación total incidente sobre una superficie horizontal a la superficie de la tierra dividido para el promedio mensual de la radiación que ingresa a la parte superior de la atmosfera, promediado en un periodo de 22 años (Jul 1983 - Jun 2005).
(adimensional)

3.6.1.3 Difusa

Promedio mensual de la radiación incidente en una superficie horizontal a la superficie de la tierra bajo todas las condiciones atmosféricas, con la radiación directa de los rayos solares bloqueada por una sombra, promediado en un periodo de 22 años.

3.6.1.3.1 Directa Normal

Promedio mensual de la radiación normal directa incidente sobre una superficie orientada normal a la radiación solar, promediado en un periodo de 22 años.

3.6.1.3.2 Inclin. 0, 4, 19, 90. (Grados)

Promedio mensual de la radiación total incidente sobre una superficie inclinada relativa a la horizontal y apuntando hacia el ecuador, promediado en un periodo de 22 años (Jul 1983 - Jun 2005). Note que las diferencias entre los valores de Inclin. 0 y los valores de SSE HRZ son debido a las aproximaciones en los ingresos de datos e imprecisiones al procesar las ecuaciones. Los datos de cada inclinación han ido determinados utilizando el método RETScreen Isotopic Diffuse Method.

3.6.1.4 OPT

Promedio de la radiación total incidente en una superficie inclinada el ángulo óptimo relativo a la horizontal y apuntando hacia el ecuador.

3.6.1.5 ANG OPT (Grados)

Angulo relativo a la horizontal para en cual el promedio de radiación mensual es máximo. Además de los parámetros antes citados, disponemos de otros promedios mensuales importantes detallados en la Tabla 4, en donde se considera el Promedio mensual de la radiación al mediodía incidente en una superficie horizontal, el número de horas sol por día y el promedio mensual de la velocidad del viento a 50m sobre la superficie de la tierra.

Tabla 4: Promedios mensuales de radiación al mediodía, horas sol por día y velocidad del viento

Otros Promedios mensuales												
Latitud -4° Longitud -79°	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Radiac. Mediodía (KW/m ²)	0.50	0.48	0.51	0.49	0.49	0.50	0.49	0.51	0.52	0.54	0.56	0.53
Horas sol por día	12.3	12.2	12.1	12.0	11.9	11.9	11.9	11.9	12.0	12.1	12.3	12.3
Velocidad viento (m/s)	2.42	2.45	2.43	2.59	2.75	3.37	3.46	3.29	3.02	2.60	2.57	2.50

3.7 TECNOLOGÍA Y USOS DE LA ENERGÍA SOLAR

Clasificación por tecnologías y su correspondiente uso más general:

- *Energía solar térmica*: Para producir agua caliente de baja temperatura para uso sanitario y calefacción.
- *Energía solar fotovoltaica*: Para producir electricidad mediante placas de semiconductores que se excitan con la radiación solar.
- *Energía solar termoeléctrica*: Para producir electricidad con un ciclo termodinámico convencional a partir de un fluido calentado a alta temperatura (aceite térmico). Este tipo de energía es derivado de la energía térmica.
- *Energía solar híbrida*: Combina la energía solar con la combustión de biomasa, combustibles fósiles, Energía eólica o cualquier otra energía alternativa.
- *Energía eólico solar*: Funciona con el aire calentado por el sol, que sube por una chimenea donde están los generadores.

3.7.1 Energía solar térmica

La energía solar térmica o energía termosolar consiste en la transformación de la radiación solar en energía calorífica. Puede aprovecharse para cocinar alimentos o para la producción de agua caliente destinada al consumo de agua doméstico, ya sea agua caliente sanitaria, calefacción, o para producción de energía mecánica y a partir de ella, de energía eléctrica. Adicionalmente puede emplearse para alimentar una máquina de refrigeración por absorción, que emplea calor en lugar de electricidad para producir frío con el que se puede acondicionar el aire de los locales.

En función de la forma de captación de la radiación y la energía contenida en la misma, habrá de diferenciarse entre sistemas activos y sistemas pasivos.

3.8 SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO TÉRMICO

3.8.1 Sistemas Pasivos

El aprovechamiento pasivo de la energía solar no requiere ningún dispositivo para captarla, por tanto los costes de mantenimiento son muy bajos. Un ejemplo típico de solar pasiva sería una chimenea solar para mejorar la ventilación natural de una vivienda. Se incluyen los sistemas de calentamiento de agua mediante circulación natural o *termosifón*.

3.8.2 Sistemas activos

La tecnología solar activa se aplica para ventilación o refrigeración o para almacenar el calor para uso futuro, *por medio de equipamientos mecánicos o eléctricos* tales como bombas y ventiladores.

Los sistemas de calentamiento de agua, excepto los basados en termosifón, usan bombas o ventiladores para hacer circular el agua, una mezcla anticongelante o aire a través de los **colectores solares**, razón por la cual se clasifican dentro de la tecnología solar activa. Los colectores solares pueden ser planos o con algún sistema de concentración. La mayoría de los colectores solares térmicos suelen situarse sobre soportes fijos, pero tendrían un rendimiento superior si pudieran seguir al Sol en su recorrido.

Las instalaciones térmicas activas para el calentamiento de fluidos se dividen en:

- **Baja temperatura** (captación directa, la temperatura del fluido es por debajo del punto de ebullición.)
- **Media temperatura** (captación de bajo índice de concentración, la temperatura del fluido es más elevada de 100°C.)
- **Alta temperatura** (captación de alto índice de concentración, la temperatura del fluido es más elevada de 300°C)

3.8.2.1 Instalaciones de Baja temperatura

Generalmente el aprovechamiento térmico a baja temperatura se realiza a través de colectores planos (ver Fig. 3.8), cuya característica común es que no tienen poder de concentración, es decir, la relación entre la superficie externa del colector y la superficie captadora, la interior, es prácticamente la unidad. Más adelante hablaremos un poco más detenidamente de ellos.

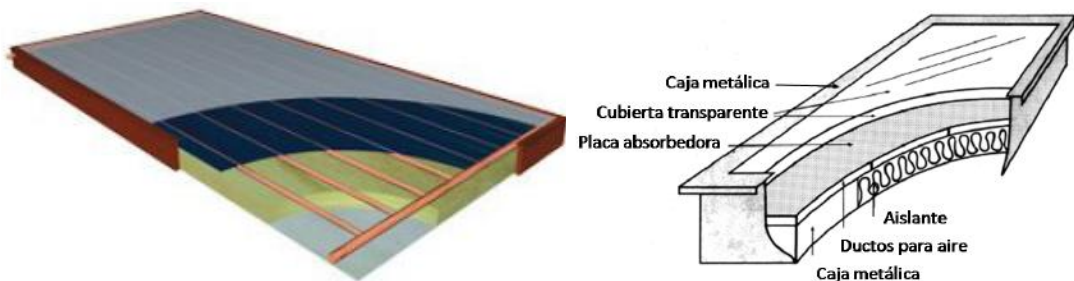


Fig. 3.8: Izq. Colector solar de placa común. Der. Colector solar plano para aire

Existen otro tipo de colectores planos que no responden a esta descripción:

- **Colectores para piscinas.** Son colectores sin cubierta, sin aislante y sin caja, solamente están compuestos por la placa absorbente, que por lo general es de un material plástico.

Aumenta la temperatura del agua entre 2 – 5°C, y solo funciona en épocas veraniegas ya que tiene grandes pérdidas, por eso se usa para calentar el agua de las piscinas.

- **Colectores de vacío.** Están compuestos de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, en la cual se ha hecho el vacío, de esta forma las pérdidas por convección se reducen considerablemente (ver Fig. 3.9). El problema de estos colectores es el precio elevado y la pérdida de vacío con el tiempo.

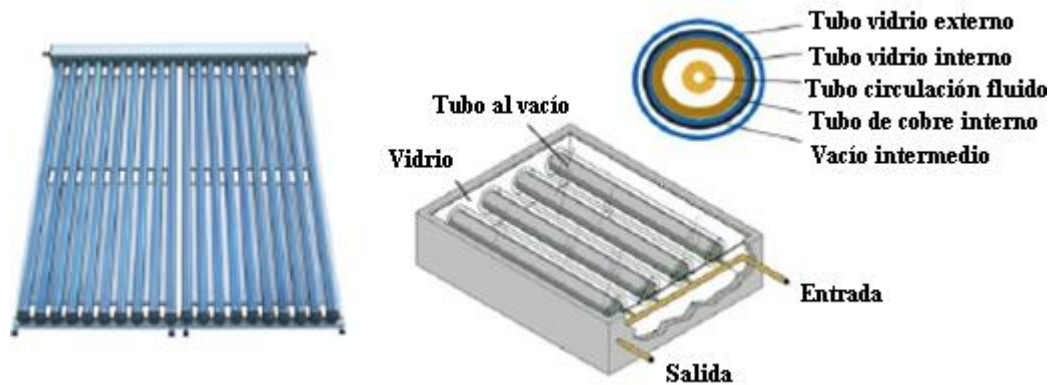


Fig. 3.9: Colector solar de tubos de vacío y sus componentes

3.8.2.2 Instalaciones de Media y alta temperatura

Para la obtención de elevadas temperaturas es necesario recurrir a colectores especiales, ya que con los planos es imposible, estos colectores son los colectores de concentración, cuya filosofía no es más que aumentar la radiación por unidad de superficie (ver Fig. 3.10).

Hay varias formas y sistemas, pero la parte común a todos es que necesitan orientación.

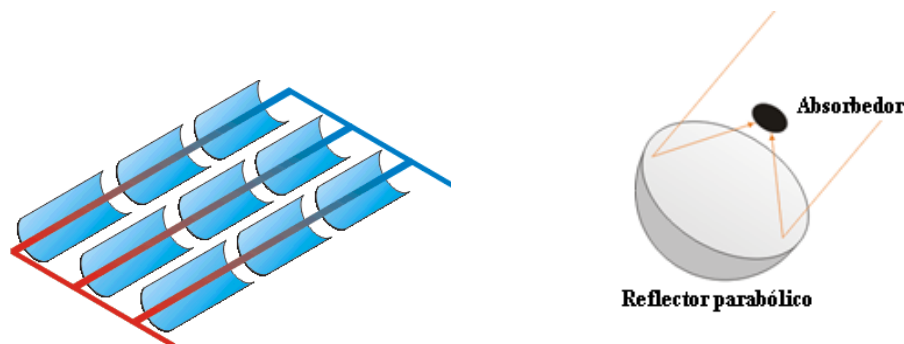


Fig. 3.10: Colectores de concentración: Izq. Concentración lineal
Der. Concentración puntual

Podemos ver a continuación en la Tabla 5, las ventajas y desventajas de cada tipo de colector solar:

Tabla 5: Comparación de las ventajas y desventajas de los colectores solares.

Tipo de Colector	Ventajas	Desventajas
Sin cubierta	<ul style="list-style-type: none"> • Diseño muy simple • Son los más fáciles de construir. • Más baratos en su construcción. 	<ul style="list-style-type: none"> • No calientan los fluidos hasta la temperatura necesaria para usos domésticos
De placa plana	<ul style="list-style-type: none"> • Diseño simple. • Fácil de construir. • Costo de construcción relativamente barato. • Calientan el fluido térmico hasta temperaturas adecuadas para su uso doméstico. 	<ul style="list-style-type: none"> • Precaución con la cubierta adecuada. • Un poco más caros que los colectores sin cubierta.
De Tubos de Vacío	<ul style="list-style-type: none"> • Alcanzan temperaturas bastantes altas. • Eficiencia alta para temperaturas elevadas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Muy caros en su construcción. • Muy difíciles de construir sin el equipo apropiado.
De Concentración	<ul style="list-style-type: none"> • Alcanzan muy altas temperaturas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevado costo de construcción. • Difíciles de construir • Requiere un sistema de seguimiento electrónico para seguir el sol.

3.8.3 TIPOS DE SISTEMAS TÉRMICOS SOLARES

Los sistemas térmicos solares se pueden clasificar dependiendo de las características de su funcionamiento y de su configuración. Existen dos clasificaciones básicas tal como se muestra a continuación en la Fig. 3.11:

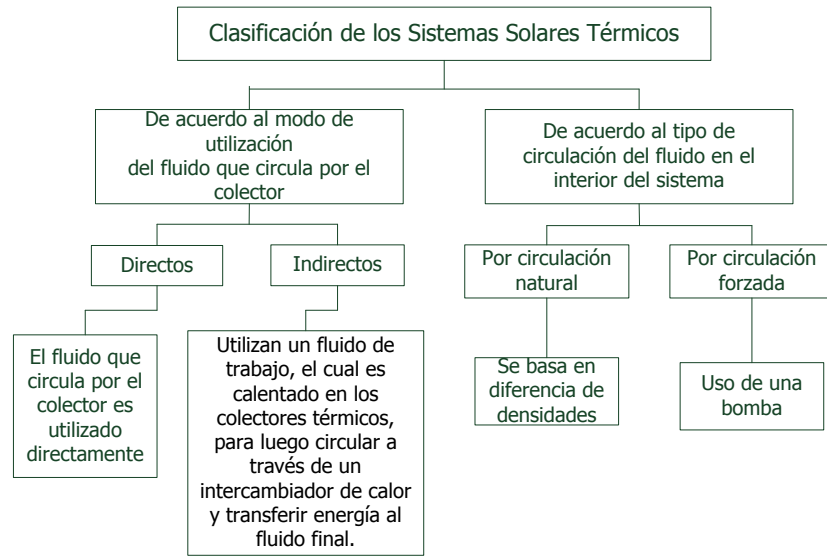


Fig. 3.11: Cuadro de clasificación de los sistemas solares térmicos

CAPÍTULO IV: Cocinas Solares

4.1 INTRODUCCIÓN

Se tiene registro de cocinas solares desde el año 1767, año en el que el suizo Horace de Saussure construyó una caja solar que alcanzó los 87 °C.

Para cocinar los alimentos no se necesita la potencia proporcionada por las cocinas convencionales (1500 W en un quemador de 15 cm $0,0315 \text{ m}^2$ son unos $47.600\text{W}/\text{m}^2$).

Se puede definir cocina solar como aquel dispositivo que utiliza la energía solar para lograr cocinar los alimentos a través de la concentración y/o acumulación de energía solar.

4.2 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS COCINAS SOLARES

Dentro de las principales ventajas de las cocinas solares podemos citar:

- ✓ No consume electricidad ni otro tipo de combustible.
- ✓ No contamina con gases nocivos ni afecta al balance térmico del planeta.
- ✓ Ayuda a la conservación de la naturaleza, en el caso que pueda sustituir la leña, protegiendo los bosques.
- ✓ Como las temperaturas alcanzadas nunca son excesivas, no existe el riesgo de que la comida se quemé, por lo que no hay riesgo de incendio y por lo tanto tampoco se producen accidentes en el hogar con los más pequeños. El alcanzar temperaturas moderadas tiene otra ventaja añadida y es que los alimentos conservan sus propiedades alimenticias prácticamente intactas.
- ✓ También favorecen la mejora de las condiciones de las personas en algunas sociedades, ya que muchas gente en los países en vías de desarrollo, dedican muchas horas al día, a la recogida de combustible, tiempo que podría ser dedicado a otras labores como por ejemplo programas de educación (planificación familiar, agricultura,...)

Las principales desventajas son:

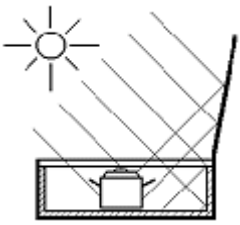
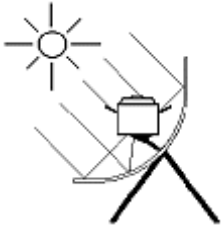
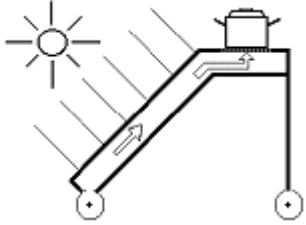
- ✓ Es muy insegura en su funcionamiento, debido a la nubosidad que abunda en el caso de nuestra localidad.
- ✓ El tiempo de cocción es largo, comparado con las cocinas tradicionales, y las que son orientables, requieren de gran dedicación.
- ✓ Se tiene que cocinar, generalmente, fuera de la casa o cocina, en un lugar donde reciba bien la radiación solar.

- ✓ El horario de comidas no podría ser fijo y estaría en dependencia de las condiciones climáticas de cada día.

4.3 CLASIFICACIÓN DE LAS COCINAS SOLARES

Existen tres principales tipos de cocinas solares, veamos a continuación en la Tabla 6:

Tabla 6: Principales tipos de cocinas solares

		
Cocina de Caja	Cocina de Concentración	Cocina indirecta o de almacenamiento térmico
<p>Son cajas aisladas con una o dos cubiertas de vidrio en la parte superior, algunas cocinas disponen de reflectores para mayor concentración de la radiación solar en la placa absorbente y olla. Pueden alcanzar temperaturas de 80 a 300°C, los alimentos están listos de dos a tres horas. Son de bajo costo.</p>	<p>Se componen de uno o varios reflectores parabólicos que concentran la radiación solar en una pequeña zona (foco) donde se encuentra una olla pintada de negro mate. Son bastante eficientes, inclusive se puede llegar a freír alimentos, pero requieren seguimiento del sol.</p>	<p>Son sistemas cuyo elemento principal es un colector solar plano en cuyo interior circula un fluido térmico que conduce el calor hacia la olla. Son muy eficientes y ventajosas pero su costo es elevado con relación a las anteriores.</p>

4.3.1 Las cocinas indirectas o de almacenamiento térmico

Se denominan de esta forma porque su funcionamiento está basado en el principio de almacenamiento térmico utilizando un fluido (aceites térmicos). De esta manera se puede conducir la energía térmica hacia el interior de la casa, específicamente hacia la cocina.

El aceite térmico se calienta generalmente por medio de un colector solar plano. Por circulación natural (termosifón), el aceite se almacena dentro de un tanque térmico, para desde ahí llevarlo hacia un intercambiador de calor, colocado en el interior de la cocina, sobre el cual se colocan los recipientes que contienen los alimentos a cocinar. De acuerdo con la Fig. 4.1 el aceite se calienta por medio del calentador solar externo y se almacena en el

tanque térmico superior, para posteriormente conducirlo al dissipador-parrilla que se encuentra en el interior de la cocina. Esto es, el dissipador-parrilla funciona de manera similar a las parrillas convencionales de gas o eléctricas (las temperaturas de operación son muy variadas, ya que dependen de los materiales de construcción y sobre todo del sistema de aislamiento y el de transferencia de calor). En la Fig. 4.2 se muestra un sistema más complejo que incluye válvulas de control y tanque de expansión, corresponde a la firma alemana “sunfire”.

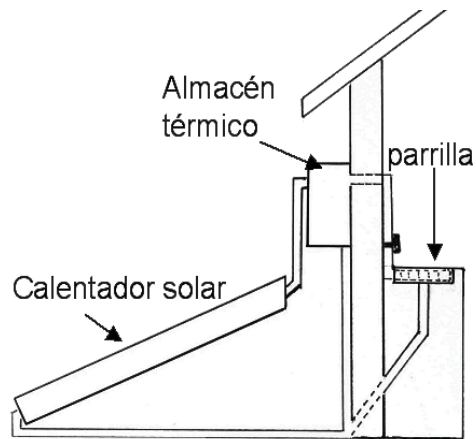


Fig. 4.1: Esquema de un sistema básico de una cocina de almacenamiento térmico

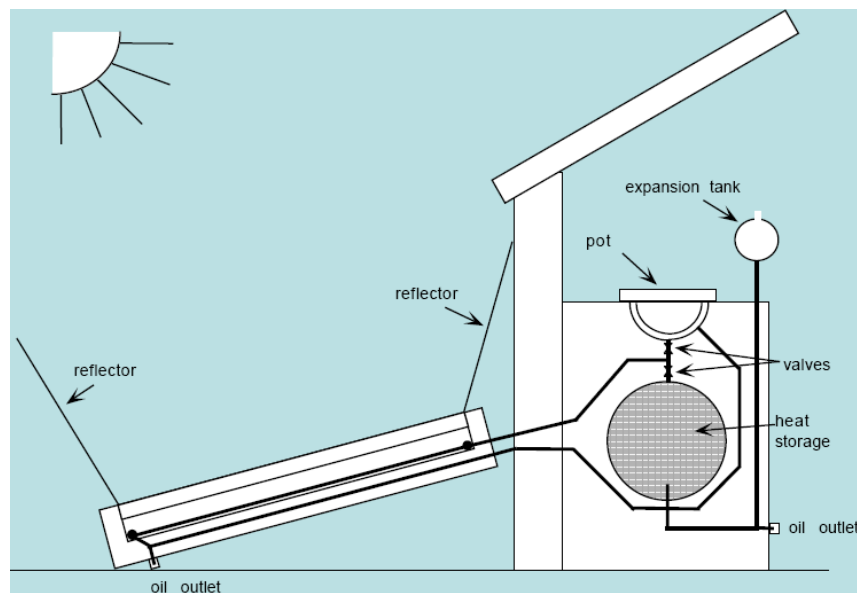


Fig. 4.2: Esquema de un sistema complejo de una cocina de almacenamiento térmico (Del fabricante “sunfire”).

4.3.2 Comparación del rendimiento entre algunos de cocinas solares

Para los resultados presentados a continuación en la Fig. 4.3, todas las cocinas fueron cargadas con 5 kg por m^2 de superficie colector, estos datos fueron recopilados del reporte “Experience with solar cookers in different countries” (Schwarzer); la línea graficada de color verde corresponde a la cocina de almacenamiento térmico.

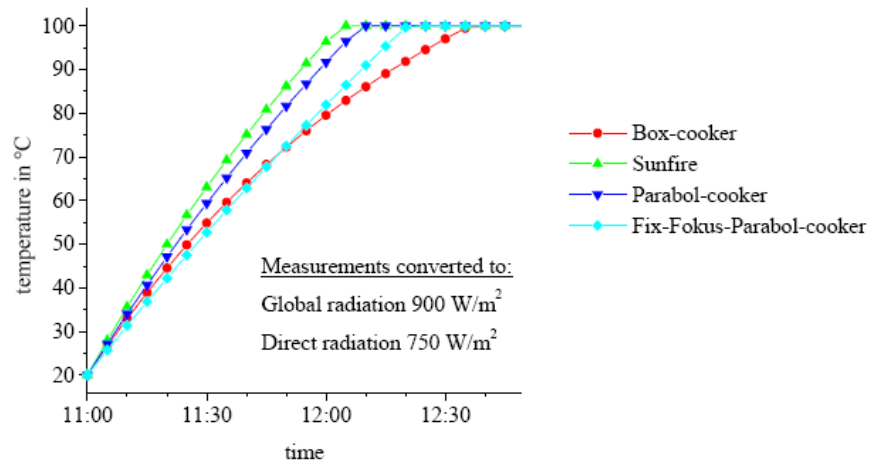


Fig. 4.3: Comparación del rendimiento de algunos tipos de cocinas solares

4.4 CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS CON CALOR

El calor se utiliza en la manipulación de alimentos con dos funciones principales. Por un lado está la conservación de los alimentos, y por otro se utiliza para cocinarlos, es decir, hacer los alimentos más digeribles y agradables al comerlos.

Gracias al calor, podemos eliminar los gérmenes patógenos presentes en los alimentos, así como sus esporas.

4.4.1 Escaldado

Tratamiento que se aplica a los alimentos, generalmente frutas y hortalizas, antes de su conservación por congelación, enlatado, liofilización o secado. Consiste en aplicar alimento durante unos minutos, entre 1 y 5 dependiendo del producto y su tamaño, una temperatura comprendida entre 99 y 100 grados centígrados. Con este tratamiento se reduce el número de organismos contaminantes contribuyendo al efecto conservador del proceso posterior.

4.4.2 Pasteurización

Tratamiento en el cual se aplican temperaturas de 100 °C o inferiores, para prolongar la vida útil de los alimentos durante varios días. Los tiempos y temperaturas de aplicación dependerán del producto y la técnica empleada (aplicación de elevada temperatura en poco tiempo o aplicación de baja temperatura durante largo tiempo). Por ejemplo la pasteurización tiene lugar a los 65° C en sólo 20 minutos. Este tratamiento mata cualquier bacteria o ser patógeno, pero no malgasta la energía necesaria para la esterilización

4.4.3 Esterilización

Este tratamiento consiste en exponer al alimento a temperaturas entre 115 °C y 120 °C durante algunos minutos. Al igual que en la pasteurización, a mayor temperatura de exposición, menor tiempo será necesario.

4.5 COCINADO DE ALIMENTOS

La cocción de alimentos es un proceso que requiere temperatura y tiempo. De hecho la cocción parte a los 50 o 60°C. Mientras mayor sea la temperatura, más rápida es la cocción. El ideal es temperaturas de 80 a 100°C. Temperaturas mayores pueden destruir vitaminas y proteínas en los alimentos.

Hay algunos alimentos (los pescados) que se cuecen en forma óptima a muy baja temperatura. En cambio a otros, necesitan una temperatura más alta (de 135 a 145°C) para que queden dorados, por ejemplo, el pollo asado.

4.5.1 Hervido

Técnica de cocción muy extendida consistente en colocar los alimentos en agua hirviendo. Las legumbres y cereales se vuelven de esta manera digestivos.

4.5.2 Al vapor

Consiste en cocinar los alimentos con el vapor generado al hervir agua. Los alimentos se colocan en una rejilla sobre el agua hirviendo, dentro del mismo recipiente, de forma que no entren en contacto con el agua. Cocinar de esta manera conserva íntegros las vitaminas y minerales de los alimentos.

4.5.3 Asado y al horno

La única diferencia entre ambos es que al horno se utiliza aire caliente y asado una parrilla, recipiente o plancha caliente. Produce concentración de sabores y tostado superficial.

4.5.4 Fritos y rebozados

Consiste en colocar los alimentos en aceite que se encuentra entre 180 °C y 250 °C. La superficie del alimento alcanza rápidamente la temperatura del aceite, mientras su interior va aumentando progresivamente su temperatura.

Para freír con energía solar, se necesita usar cocinas con concentradores.

4.6 SEGURIDAD ALIMENTARIA DE COCCIÓN

La salubridad de los alimentos cocidos por medio de cualquier método, sean éstos al vapor, húmedos o en seco, requiere que se cumpla con condiciones específicas y estrictas, ver Tabla 7, independientemente de si el proceso se lleva a cabo en estufas eléctricas, a gas, de leña, hornos microondas u hornos solares.

En lo referente a la operación de las cocinas solares es importante destacar que es igualmente peligrosa la cocción parcial de los alimentos, dado que no se alcancen las temperaturas necesarias, como podría ocurrir en días de baja radiación solar o al final de la tarde. Por lo tanto los alimentos parcialmente cocidos deben ser enfriados a temperaturas por debajo de los 10°C o deben terminarse de cocer con alguna energía alterna. Si los alimentos han permanecido por más de dos horas en franja de peligro pueden causar intoxicación así no haya señales visibles que indiquen que el producto no está en buenas condiciones. Recalentar el alimento no corrige el problema ya que el calor no inactiva las toxinas ya liberadas por las bacterias.

Tabla 7: Temperaturas mínimas internas recomendadas para algunos alimentos y tiempo mínimo requerido para la eliminación de agentes patógenos

Tipo de alimento	Temperatura mínima interna recomendada	Tiempo mínimo
Aves de corral sin despresar. Muslos y alas	83°C	15 s
Aves de corral. Pechugas solamente. Carne de res y cerdo bien hechas	77°C	15 s
Rellenos y recalentamiento de comidas sobrantes	73.5°C	15 s
Carne de res y cerdo término medio. Embutidos. Huevos	72°C	15 s
Carne de res término bajo. Carne de cordero. Pescado.	63°C	3 min
	ZONA PELIGROSA (10°C-52°C) CRECIMIENTO DE BACTERIAS	Tiempo máximo de permanencia 2 horas

CAPÍTULO V: Transferencia de Calor

5.1 INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor (o calor) es la energía de tránsito debido a una diferencia de temperaturas.

La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados *fuentes* y *receptores*.

5.2 MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Existen tres *modos* a través de los cuales el calor puede ser transferido desde un cuerpo hacia otro. Estos son conducción, convección y radiación.

5.2.1 CONDUCCIÓN

Flujo de calor a través de medios sólidos por la vibración interna de las moléculas y de los electrones libres y por choques entre ellas.

Es posible cuantificar los procesos de transferencia de calor en términos de las ecuaciones o modelos apropiados. Estas ecuaciones o modelos sirven para calcular la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo. Para la conducción de calor, la ecuación o modelo se conoce como la Ley de Fourier. Para la pared plana unidimensional que se muestra en la Fig. 5.1 la cual tiene una distribución de temperatura $T(x)$, la ecuación o modelo se expresa como:

$$\dot{q}_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (5.1)$$

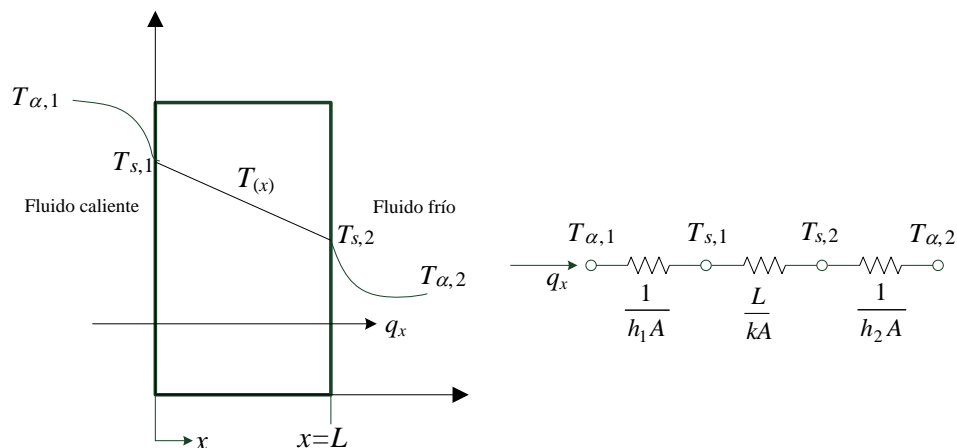


Fig. 5.1: Transferencia de calor a través de una pared plana; distribución de temperaturas y circuito equivalente

El *flujo de calor* o *transferencia de calor por unidad de área* \dot{q}_x (W/m²) es la velocidad con que se transfiere el calor en la dirección x por área unitaria *perpendicular* a la dirección de transferencia, y es proporcional al gradiente de temperatura, dT/dx en esta dirección. La constante de proporcionalidad, k , es una propiedad de *transporte* conocida como *conductividad térmica* (W/mK) y es una característica del material de la pared. El signo menos es una consecuencia del hecho de que el calor se transfiere en la dirección de la temperatura decreciente. En las condiciones de estado estable que se muestran en la Fig. 5.1, donde la distribución de temperatura es *lineal*, la transferencia de calor por conducción se expresa como:

$$q_x = -k \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (5.2)$$

Advierta que A es el área de la pared plana *normal* hacia la dirección de la transferencia de calor y, para la pared plana, es una constante independiente de x . El flujo de calor es entonces

$$\dot{q}_x = \frac{q_x}{A} = \frac{k}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (5.3)$$

Obsérvese que la ecuación 5.3 proporciona un *flujo de calor*, es decir la velocidad de calor transferido por *unidad de área*. El *calor transferido* por unidad de tiempo, q_x (W), a través de una pared plana de área A , es entonces el producto del flujo y el área $q_x = \dot{q}_x \times A$.

De acuerdo a la ecuación (5.2), puesto que kA/L es la conductancia, su recíproco R es la resistencia al flujo de calor, o $R = L/kA$ que tiene analogía a la resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, y se define como la razón de un potencial de transmisión a la transferencia de calor correspondiente.

La resistencia térmica para la convección es $R=1/hA$, donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección y, A el área respectiva. Más adelante describiremos la convección.

5.2.1.1 Flujo de calor a través de una pared compuesta

Los circuitos térmicos sirven para sistemas más complejos, como las paredes compuestas. Estas paredes incluyen cualquier número de resistencias en serie y en paralelo debido a capas de diferentes materiales.

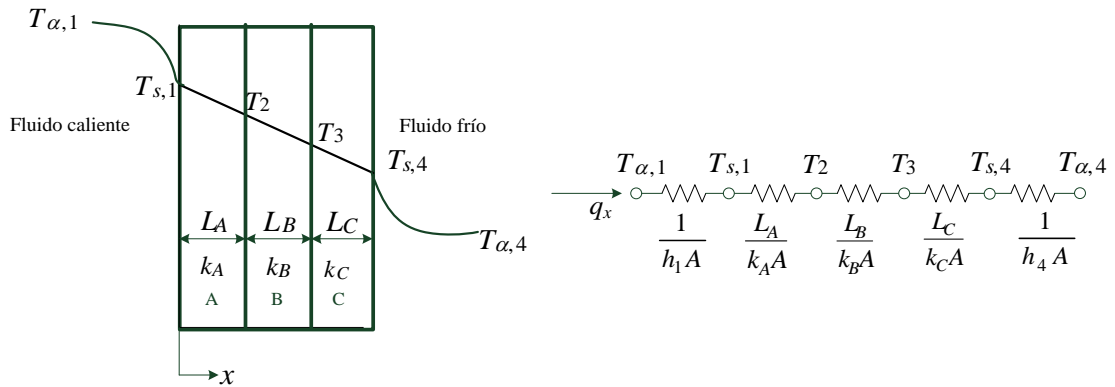


Fig. 5.2: Circuito térmico equivalente de una pared compuesta en serie

Con sistemas compuestos suele ser conveniente trabajar con un **Coefficiente global de transferencia de calor**, U , que se define con una expresión análoga a la ley de enfriamiento de Newton. En consecuencia:

$$q_x = UA\Delta t \tag{5.4}$$

Donde Δt es la diferencia total de temperatura. El coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con la resistencia térmica total de tal modo que $UA = 1/R_{tot}$. De aquí en general para una pared compuesta como la de la Fig. 5.2

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{(1/h_1) + (L_A/k_A) + (L_B/k_B) + (L_C/k_C) + (1/h_4)} \tag{5.5}$$

En general, se puede escribir

$$R_{tot} = \Sigma R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \tag{5.6}$$

Es importante reconocer que, en los sistemas compuestos, la caída de temperatura a lo largo de la interfaz entre los materiales puede ser grande. Este cambio se atribuya a lo que se conoce como **resistencia térmica de contacto**, $R_{t,C}$, se debe principalmente a efectos de rugosidad en la superficie.

5.2.1.2 Flujo de calor a través de la pared un tubo

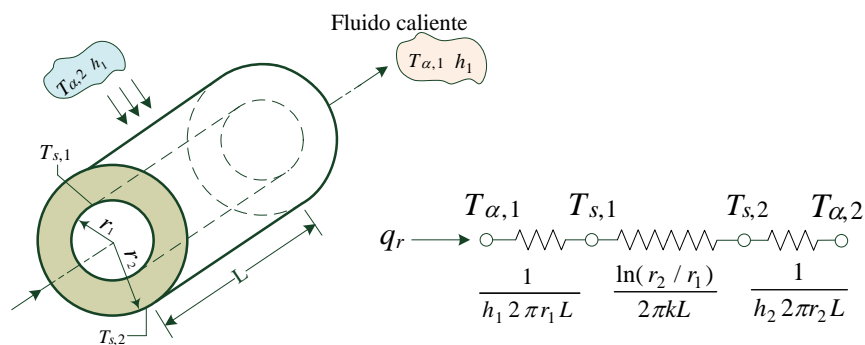


Fig. 5.3: Transferencia de calor a través de una pared cilíndrica

La distribución de temperaturas asociada con la conducción radial a través de una pared cilíndrica como la que se observa en la Fig. 5.3, es logarítmica, no lineal, como lo es para una pared plana bajo las mismas condiciones. La *transferencia de calor* por conducción q_r (*no* es flujo de calor \dot{q}_r), es una *constante en la dirección radial*.

Basándonos en la ley de Fourier, obtenemos la siguiente expresión para la transferencia de calor

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (5.7)$$

De este resultado es evidente que, para la conducción radial de una pared cilíndrica la resistencia térmica es de forma

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (5.8)$$

5.2.2 CONVECCIÓN

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla (generalmente en líquidos y gases). Supóngase que un recipiente con un líquido se coloca sobre una llama caliente. El líquido que se encuentra en el fondo del recipiente se calienta y se vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica. El líquido adyacente al fondo también es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de mezcla conforme asciende. La transferencia de calor del líquido caliente del fondo del recipiente al resto, es *convección natural* o *convección libre*. Si se produce cualquiera otra agitación, tal como la provocada por un agitador, el proceso es de *convección forzada*.

Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma

$$\dot{q} = hA (T_s - T_\infty) \quad (5.9)$$

Donde \dot{q} , el flujo de calor por convección (W/m^2), es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, T_s y T_∞ , respectivamente. Esta expresión se conoce como la ley de enfriamiento de Newton, y la constante de proporcionalidad h ($\text{W/m}^2\text{K}$) se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección. Este depende de las condiciones de la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte.

5.2.2.1 Números adimensionales

La transferencia de calor por convección depende de las propiedades del fluido, de la superficie en contacto con el fluido y del tipo de flujo. Entre las propiedades del fluido se encuentran: la viscosidad dinámica³ μ , la conductividad térmica k , la densidad ρ . También se podría considerar que depende de la viscosidad cinemática ν , puesto que $\nu = \mu/\rho$. Entre las propiedades de la superficie que intervienen en la convección están la geometría y la aspereza. El tipo de flujo, laminar o turbulento, también influye en la velocidad de transferencia de calor por convección.

En el análisis de la convección es práctica común quitar las dimensiones a las expresiones físico-matemáticas que modelan el mecanismo y agrupar las variables, dando lugar a los *números adimensionales*. En convección se emplean con mayor frecuencia números adimensionales citados en la siguiente tabla:

Tabla 8: Grupos adimensionales más comunes

Símbolo	Nombre	Grupo	Interpretación
Gr	Número de Grashof	$L_C \rho^2 \beta g \Delta T / \mu^2$	Razón de las fuerzas de empuje a las viscosas
Nu	Número de Nusselt	hD/k	Gradiente de temperatura adimensional en la superficie
Pr	Número de Prandtl	$c\mu/k$	Razón de las difusividades de momento y térmica
Re	Número de Reynolds	VD/ν	Razón de las fuerzas de inercia y viscosas

En esta tabla se mencionan algunos parámetros no citados anteriormente como lo son: la longitud característica L_C , para una placa vertical del longitud L , $L_C = L$; para un cilindro de diámetro D , $L_C = D$ (para un tubo no circular este diámetro es equivalente al Diámetro Hidráulico). Tenemos también el valor de la constante gravitacional g , el coeficiente de expansión volumétrica para un gas ideal $\beta = 1/T$ (T es la temperatura absoluta en K). Para el número de Reynolds tenemos además el parámetro V , que es la velocidad del fluido.

³ Podemos definir a la viscosidad como la propiedad de un fluido que tiende a oponerse a su flujo cuando se le aplica una fuerza. Su unidad es el Poise [gramo-masa/centímetro x segundo], y por comodidad se usa el centipoise o un centésimo de Poise.

5.2.2.2 Correlación para convección natural en cilindros

El parámetro principal es el coeficiente de convección h , es Número de Nusselt.

En el caso de la convección natural en cilindros horizontales, es fundamental determinar el Número de Nusselt, ASHRAE Fundamentals Handbook 2001 (ap 3.11) nos da las siguientes correlaciones:

Flujo laminar, cuando $GrPr$ está entre 10^4 y 10^8 :

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.25(Gr Pr)^{0.25} \quad (5.10)$$

Flujo Turbulento, cuando $GrPr$ está entre 10^8 y 10^{12} :

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.13(Gr Pr)^{0.33} \quad (5.11)$$

5.2.3 RADIACIÓN

Es la transferencia de calor por medio de ondas electromagnéticas. No se requiere de un medio para su propagación. La energía irradiada se mueve a la velocidad de la luz.

Un caso especial que ocurre con frecuencia implica el intercambio de radiación entre una superficie pequeña a T_S y una superficie isotérmica mucho más grande que rodea por completo a la pequeña. Los alrededores podrían ser, por ejemplo, las paredes de un cuarto o un horno cuya temperatura T_{alr} es diferente de la de una superficie rodeada ($T_{alr} \neq T_S$). Para tal condición la irradiación se aproxima con la emisión de un cuerpo negro a T_{alr} , caso en el que $G = \sigma T_{alr}^4$ ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W/m²K⁴ Constante de Stefan-Boltzman). Si se supone que la superficie es tal que $\alpha = \varepsilon$ (Superficie gris) (absorbancia=emitancia), la velocidad neta de transferencia de calor por radiación desde la superficie, expresada por unidad de área de la superficie es:

$$\dot{q} = \varepsilon \sigma (T_S^4 - T_{alr}^4) \quad (5.12)$$

Esta expresión proporciona la diferencia entre la energía térmica que se libera debido a la emisión por radiación y la que se gana debido a la absorción de radiación.

La *emisividad* [ε], es la relación entre la energía que emite la superficie a cierta temperatura y la que emite un cuerpo negro a la misma temperatura, $\varepsilon = \varepsilon(T)/\varepsilon_b(T)$.

La energía que radia un cuerpo negro a cierta temperatura es $\varepsilon_b(T) = \sigma T^4$

5.2.3.1 Superficies para Absorción

Cuando la energía radiante llega a una superficie, parte es reflejada, parte es absorbida por el material y parte se transmite a través de él. Estas fracciones de energía son coeficientes

que dependen del material, además de la longitud de onda y del ángulo de incidencia de radiación. Cuando no se especifica longitud de onda se supone que el coeficiente al que se refiere es global.

Estos coeficientes son los siguientes:

Coeficiente de absorción o absorptancia (α): Fracción de la energía que es absorbida por el material.

Coeficiente de transmisión o transmitancia (τ): Fracción de energía que se transmite a través del material.

Coeficiente de reflexión o reflectancia (ρ): Fracción de energía que se refleja desde el material.

La suma de los coeficientes debe ser igual a la unidad:

$$\alpha + \tau + \rho = 1 \quad (5.13)$$

Los cuerpos sólidos opacos en equilibrio térmico no transmiten la radiación, su transmitancia es cero

$$\alpha + \rho = 1 \quad (5.14)$$

5.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR

5.3.1 INTRODUCCIÓN

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida, ocurre en muchas aplicaciones de ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este proceso se denomina *intercambiador de calor*.

Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez.

A la hora de seleccionar un intercambiador de calor existen varios factores que influyen, para realizar una adecuada selección. Entre ellos mencionaremos el flujo de calor, tamaño y peso, caída de presión, economía.

5.3.2 DIFERENCIA DE TEMPERATURAS

Una diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde la fuente al receptor.

Únicamente las temperaturas de entrada y salida de los fluidos calientes y fríos se conocen o pueden ser medidos, y se hace referencia como las *temperaturas de proceso*.

La gráfica de la temperatura vs. longitud de tubo, t vs. L , para un sistema de dos tubos concéntricos en el cual el fluido del ánulo se enfría sensiblemente y el fluido en el tubo se calienta también sensiblemente, se muestra en la Fig. 5.4. Cuando los dos flujos viajan en direcciones opuestas a lo largo del tubo están a **contracorriente**. Cuando los fluidos viajan en la misma dirección como en la están en flujo **paralelo**. La temperatura del fluido en el tubo interior, en ambos casos varía de acuerdo con una curva a medida que se desplaza a lo largo de la longitud del tubo, y la temperatura del fluido del anulo varía de acuerdo con otra curva. La diferencia de temperatura a cualquier distancia del origen donde $L = 0$, es la distancia vertical entre las dos curvas.

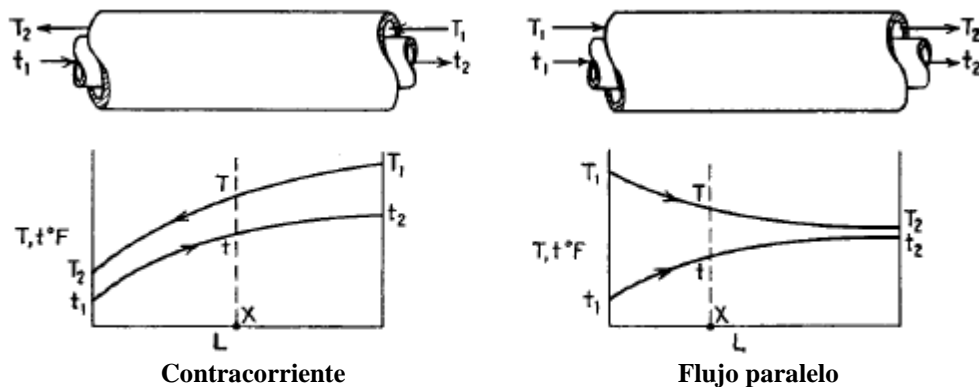


Fig. 5.4: Flujo en un intercambiador: contracorriente y paralelo

5.3.3 COEFICIENTES TOTALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los tubos concéntricos de la Fig. 5.4 llevan juntas dos corrientes, cada una teniendo un coeficiente de película particular y cuyas temperaturas varían de la entrada a la salida. Por conveniencia, el método para calcular la diferencia de temperatura entre los dos, deberá emplear únicamente las temperaturas de proceso, ya que generalmente son las únicas conocidas. Para establecer las diferencias de temperaturas en esta forma entre una temperatura general T del fluido caliente y alguna otra temperatura t del fluido frío, es necesario hacer estimaciones también para todas las resistencias entre las dos temperaturas. Para el caso de dos tubos concéntricos siendo el interior muy delgado, las resistencias encontradas son la resistencia de la película del fluido en el tubo, l_m/k_m , la resistencia de la pared del tubo, y la resistencia de la película del fluido en el ánulo. Puesto que Q es igual a $\Delta t / \sum R$ como antes,

$$\sum R = \frac{1}{h_i} + \frac{l_m}{k_m} + \frac{1}{h_o} \quad (5.15)$$

donde ΣR es la resistencia total. Es costumbre sustituir $1/U$ por ΣR donde U se llama *el coeficiente total de transferencia de calor* descrito también en la ecuación (5.4)

La forma integrada de la ecuación general de Fourier para el estado estable puede escribirse

$$q = UA\Delta T_m, \quad (5.16)$$

Donde ΔT_m es una diferencia de temperaturas media apropiada entre los fluidos caliente y frío.

Se propone calcular el flujo de calor mediante

$$q = UA \left(\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \right) = UA\Delta T_{ml} \quad (5.17)$$

Donde:

$\Delta t_2 = T_1 - t_2$	$\Delta t_2 = T_1 - t_1$
$\Delta t_1 = T_2 - t_1$	$\Delta t_1 = T_2 - t_2$
Contracorriente	Equicorriente

El término entre paréntesis se suele llamar diferencia media logarítmica de temperatura y se abrevia *DTML*. Esta expresión es la misma para flujo paralelo y en contracorriente. El más eficaz es el flujo en contracorriente ya que presenta mayor diferencia de temperatura *DTML* para las mismas condiciones.

Para el caso de intercambiadores de calor de pasos múltiples se puede aplicar la misma ecuación aplicando un factor de corrección *F*:

$$q = UAF\Delta T_{ml} \quad (5.18)$$

Es fácil usar el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica del análisis del intercambiador de calor cuando se conocen las temperaturas de entrada del fluido y las temperaturas de salida se especifican o se determinan con facilidad a partir de las expresiones de balance de energía. El valor de ΔT_{ml} para el intercambiador de calor se puede entonces determinar. Sin embargo, si solo se conocen las temperaturas de entrada, el uso del método *DTML* requiere un procedimiento iterativo. En tales casos es preferible utilizar un método alternativo, que se denomina método de *eficiencia-NUT*.

5.3.4 CLASES DE INTERCAMBIADORES

Existe mucha variación de diseños en los equipos de intercambio de calor. En ciertas ramas de la industria se han desarrollado intercambiadores muy especializados para ciertas

aplicaciones puntuales. Tratar todos los tipos sería imposible, por la cantidad y variedad de ellos que se puede encontrar.

De acuerdo a la Fig. 5.5, En forma muy general, podemos clasificarlos según el tipo de superficie en:

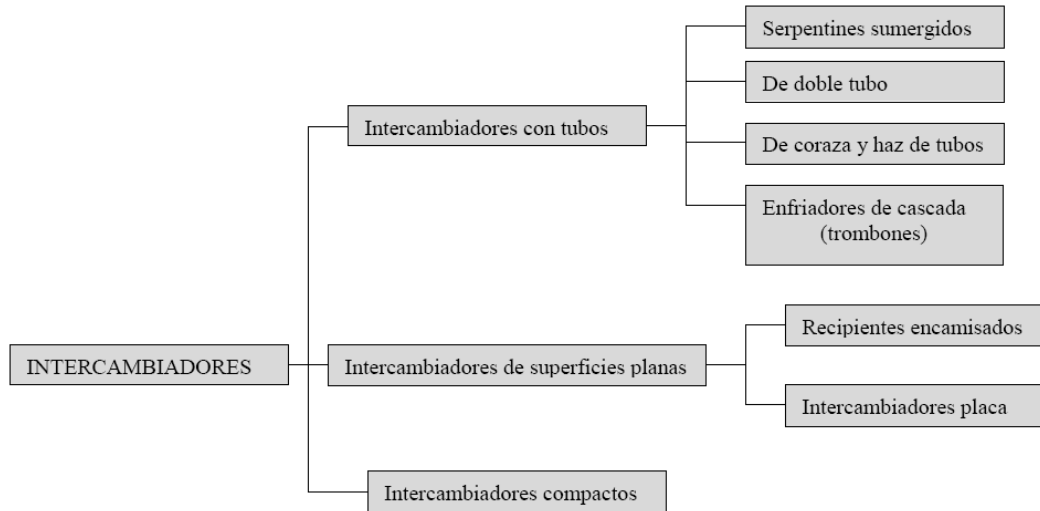


Fig. 5.5: Clasificación de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo tipo de construcción. El intercambiador más simple es aquel en que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una construcción de tubos concéntricos (doble tubo).

Para efecto del proceso de cocción es recomendable utilizar un intercambiador de tipo recipiente encamisado.

CAPÍTULO VI: Fluidos de Transferencia Térmica

6.1 DEFINICIÓN

Un fluido para transferencia térmica es el fluido al que se le adiciona temperatura, normalmente por acción de un quemador, resistencia eléctrica o a través de una fuente de energía como el sol; y es al que posteriormente se le extrae esta energía, normalmente mediante un intercambiador de calor, para ser empleado en un proceso. Si este proceso se lleva a cabo en un sistema cerrado, el fluido nunca está en contacto con el proceso y sólo se constituye en la fuente de energía para éste.

6.2 ACEITE PARA TRANSFERENCIA TÉRMICA

Los líquidos térmicos fueron introducidos en el mercado en los años 1930 y son usados para transportar energía térmica en procesos de calentamiento.

Son fluidos basados en aceites minerales parafínicos, altamente refinados y cuidadosamente seleccionados para proporcionar un performance superior en sistemas de transferencia térmica. Los aceites pueden ser del tipo aceites minerales o aceites con base sintética

Los fluidos de transferencia de calor y aceites térmicos varían en función de la composición química. Los productos sintéticos incluyen compuestos del ester y diester, fluidos de poliglicol y agua-glicol, y grasas y aceites con base de silicona. Los productos no sintéticos consisten de petróleo o aceites minerales y pueden incluir agua. Los productos sintéticos son más caros que los fluidos no sintéticos, pero proveen una mejor resistencia a la llama y refrigeración.

6.2.1 SELECCIÓN DE ACEITES TÉRMICOS: PROPIEDADES Y LIMITACIONES.

Existen en el mercado una serie de diferentes marcas de líquidos térmicos: para bajas temperaturas (250°C), medias (310°C) y altas temperaturas (360°C).

La selección correcta, se debe hacer de acuerdo a la temperatura máxima del film y no de acuerdo a la temperatura promedio.

Los aceites térmicos tienen una vida útil aprox. 3 a 5 años (en procesos industriales). Normalmente, los que soportan una mayor temperatura son también los que tienen una mayor vida útil en condiciones normales.

Se van degradando con el tiempo y uso. Cuando se degradan, pierden sus características originales, se carbonizan y se incrustan dentro de los tubos, poniendo en peligro la vida útil del calentador de aceite.

Recordemos que los aceites térmicos no son compatibles entre sí, por lo que no se deben mezclar, además se recomienda no agregar aditivos suplementarios ya que los mismos podrían disminuir el rendimiento del aceite.

6.2.2 APLICACIONES:

- Recomendable para procesos que requieran de altas temperaturas y procesos industriales de alta productividad.
- Secado: pinturas, tintas, cerámicas, tabacos, textiles, papel.
- Ramas textiles.
- Fabricación en serie de madera prensada.
- Freidores industriales: papas fritas, etc.
- Reactores químicos.
- Tanques de petróleo.
- Hule, plástico, fibra, etc.
- Generación de vapor sin quemador.
- Sistemas solares como: hervidores, calentadores de agua y para cocinas solares con almacenamiento térmico.

6.2.3 PROPIEDADES QUE DEBEN CUMPLIR LOS ACEITES TÉRMICOS

6.2.3.1 Elevada estabilidad térmica

El aceite debe ser física y químicamente estable dentro de los rangos de temperatura para el que está especificado, es decir, debe ser resistente al **craqueo**. El craqueo es el quiebre de las moléculas de hidrocarburos como consecuencia del aumento de la temperatura, quiebre que se verifica por el cambio de una molécula larga en moléculas de menor tamaño. En estos casos algunas moléculas se transforman en gases volátiles, otras son inestables y se polimerizan formando depósitos insolubles. El craqueo se produce principalmente cuando la temperatura de la película de aceite en contacto directo con la pared del tubo dentro del hogar de la caldera o con la pared del calefactor eléctrico, es superior a valor máximo aceptado para el aceite empleado.

6.2.3.2 Buena resistencia a la oxidación

Un aceite hidrocarburado reacciona con el oxígeno del aire, efecto denominado oxidación. Esta reacción de oxidación ocurre en forma lenta a temperatura ambiental, pero a medida que la temperatura del aceite se incrementa, la reacción de oxidación se acelera rápidamente. El efecto de la oxidación dentro del aceite es la de producir ácidos, los que en una etapa siguiente se traducen en la formación de borras. En estos casos de formación de oxidación y por ende de borras, la viscosidad del aceite aumenta, disminuyendo el poder de transferencia térmica.

6.2.3.3 Alto coeficiente de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor es definido como el flujo de calor que existirá entre dos materiales que se encuentran a diferente temperatura y que están en contacto entre sí. Estas transferencias se pueden dar entre metal-metal, metal-líquido, metal-gas, líquido-líquido, líquido-gas y gas-gas, dependiendo de los procesos que estén involucrados. En el caso específico de la transferencia de calor entre un metal y un líquido, los mejores resultados se logran al trabajar con velocidades del fluido sobre la superficie del tubo en régimen turbulento. La diferencia entre un régimen laminar o turbulento está asociada a dos condiciones, una de estas es propia del fluido (velocidad) y la otra es propia del metal empleado (rugosidad superficial).

6.2.3.4 Prolongada vida útil

La vida de los aceites térmicos depende fundamentalmente del diseño y operación adecuados del sistema. Un buen diseño y una correcta operación aseguran que la vida útil de los aceites pueda alcanzar sobre los 6 años. Es importante revisar periódicamente el estado del aceite, de forma tal de llevar un registro histórico de las velocidades de cambio de las características físicas del aceite. Una vez recién llenado el sistema y al cabo de una semana de haber iniciado su operación, se deben extraer muestras de aceite y así establecer la línea base del registro. Posteriormente las muestras pueden ser extraídas con una periodicidad de seis meses y los resultados deben ser comparados con los de las muestras anteriores. Las propiedades que deben controlarse son: viscosidad, acidez, punto de inflamación y contenido de insolubles.

6.2.4 RECOMENDACIONES PARA LOS SISTEMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

6.2.4.1 Sistema Limpio

El sistema de transferencia de calor, ya sea nuevo o en uso, debe ser limpiado completamente antes de instalar el aceite. Si fuera nuevo, debe limpiarse para retirar la suciedad, herrumbre, depósitos y otras partículas remanentes del proceso de fabricación. Si el sistema ya ha estado en uso, debe limpiarse para remover cualquier acumulación de depósitos producto de las operaciones anteriores. Si el sistema tuviera una alta concentración de depósitos, por ejemplo como resultado del uso de un aceite común en lugar de uno especial para transmisión de calor, podría hacerse necesaria una limpieza mayor con productos químicos. Es vital tener un sistema limpio para así eliminar la presencia de puntos calientes que degradarían rápidamente el aceite y quemarían los tubos calefactores.

6.2.4.2 Materiales

Los materiales preferidos para un sistema de calefacción por aceite son el hierro y el acero, el aluminio se recomienda cuando las temperaturas alcanzadas sean relativamente bajas. No debe usarse cobre, aleaciones de cobre o latón a menos que sea absolutamente *necesario* dado que el cobre actúa como un catalizador que provoca la rápida degradación del aceite caliente. Las empaquetaduras deben ser diseñadas especialmente para esta clase de operaciones.

6.2.4.3 Sellado del Sistema

Es necesario proteger el aceite del contacto con el aire, dado que a altas temperaturas el aire oxida al aceite. La proporción en la cual los aceites reaccionan con el oxígeno del aire no es significativa a temperaturas atmosféricas, pero esta proporción se duplica con cada aumento de 10°C por encima de 60°C. La mejor manera de mantener el aire lejos del aceite caliente es empleando un tanque de expansión ubicado de modo que el aceite en él se mantenga frío (nunca por encima de aproximadamente 55°C).

CAPÍTULO VII: Colectores Solares de Placa Plana

7.1 INTRODUCCIÓN

Un colector solar transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Difiere de un intercambiador de calor convencional en que en éstos se realizan intercambios térmicos entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica.

El análisis de los colectores solares implica problemas particulares de flujos de energía, bajos y variables, así como una gran relevancia de los fenómenos de radiación. En los colectores de placa plana, la superficie que absorbe la radiación solar es igual a la superficie que la capta. Se pueden diseñar colectores de placa plana para trabajar con temperaturas de placa absorbente comprendidas entre 40°C y 130°C. Estos colectores utilizan tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren de sistemas de seguimiento solar y prácticamente no precisan de mantenimiento. Sus aplicaciones van enfocadas a sistemas de calentamiento de agua, calefacción de edificios y aire acondicionado.

En la Fig. 7.1 se muestra un colector solar de placa plana y sus componentes:

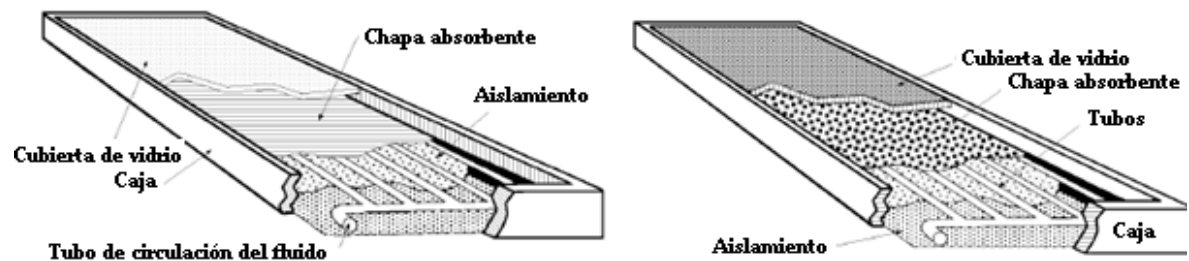


Fig. 7.1: Componentes de un colector solar de placa plana

7.1.1 Caja aislada

La caja aislada provee aislamiento hacia la parte de atrás y a los lados del colector. La caja puede ser hecha de aluminio, acero inoxidable o madera. El aislamiento previene las pérdidas de calor hacia el exterior del colector. La caja también provee la estructura al colector.

7.1.2 Placa de absorción

La placa de absorción es el elemento principal del colector. La placa de absorción debe cubrir la apertura total de colector. Tiene tres funciones principales:

- Absorber la máxima cantidad de irradiación solar.
- Transferir este calor hacia el interior del fluido.
- Emitir la menor cantidad de calor posible hacia sus alrededores.

7.1.3 Cubierta

Para reducir las pérdidas de calor por convección desde placa de absorción, se emplea una cubierta transparente. Esta cubierta tiene dos funciones principales: la primera es que el viento desde el exterior no enfríe la cubierta, la otra es permitir que la radiación pase a través de esta hacia la placa de absorción y reflejar la radiación térmica emitida por la placa.

7.2 CÓMO FUNCIONA UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

Un colector debe convertir la energía solar en calor el cual es luego transferido por conducción hacia los tubos y mediante convección circula en el interior del colector. La energía que proviene del sol es denominada radiación.

El modelo matemático a continuación de tallado hace referencia a lo descrito por DUFFIE y BECKMAN, Solar Engineering and Thermal Process. (1980)

7.2.1 Ecuaciones de energía

Para calcular el funcionamiento del colector es necesario una ecuación de balance de energía.

De esta manera el balance se basa en que a energía que entra al colector es igual la energía que sale del colector, dicho en términos semejantes:

Energía útil = Energía solar absorbida por la placa – Pérdidas de energía calorífica.

La energía útil Q_u [W] es la cantidad de energía en términos de calor añadida al fluido que circula a través de la placa de absorción. Ésta se calcula usando la siguiente ecuación:

$$Q_u = \dot{m}c_p(T_{fo} - T_{fi}) \quad (7.1)$$

Donde

\dot{m} es el flujo másico del fluido [kg/s].

c_p es el calor específico del fluido [J/Kg°K].

T_{fo} es la temperatura del fluido a la salida del colector.

T_{fi} es la temperatura del fluido a la entrada del colector.

7.2.2 Radiación proveniente del sol

La cantidad de energía que el colector recibe desde el sol depende del ángulo de incidencia del colector y de las propiedades de la placa de absorción y de la cubierta transparente.

La ecuación para el cálculo de la energía incidente E_{inc} [W] es:

$$E_{inc} = \tau \alpha I A_a \quad (7.2)$$

Donde:

τ es la transmitancia de la cubierta.

α es la absortancia de la placa.

I es la irradiación solar que ingresa al colector [W/m^2]

A_a es el área de apertura del colector [m^2]

7.2.3 Pérdidas de calor del colector

Para la determinación del valor de la energía de calentamiento del fluido en el colector solar de área A_c , es necesario determinar las pérdidas de calor. El valor de $Q_{pérd}$ [W] se puede poner en función del *coeficiente global* de transmisión de calor de las pérdidas de calor del colector U_L . Si se conoce U_L y si la placa del colector se sabe está a una temperatura media T_p , el valor de $Q_{pérd}$ se puede poner, siendo T_a la temperatura ambiente, en la forma:

$$Q_{pérd} = U_L A_c (T_p - T_a) \quad (7.3)$$

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

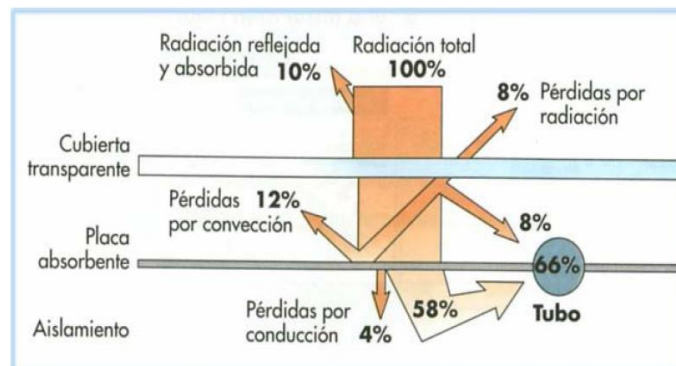


Fig. 7.2: Pérdidas en un colector solar de placa plana

7.2.4 Coeficiente total de transferencia de calor

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

En la Figura Fig. 7.3 se muestra el circuito térmico de un colector solar plano que ayuda a visualizar los fenómenos físicos que se producen en el colector solar y así, a partir de este circuito se plantean las ecuaciones de las conductancias.

El siguiente grafico muestra el circuito térmico de un colector solar de placa plana con dos cubiertas:

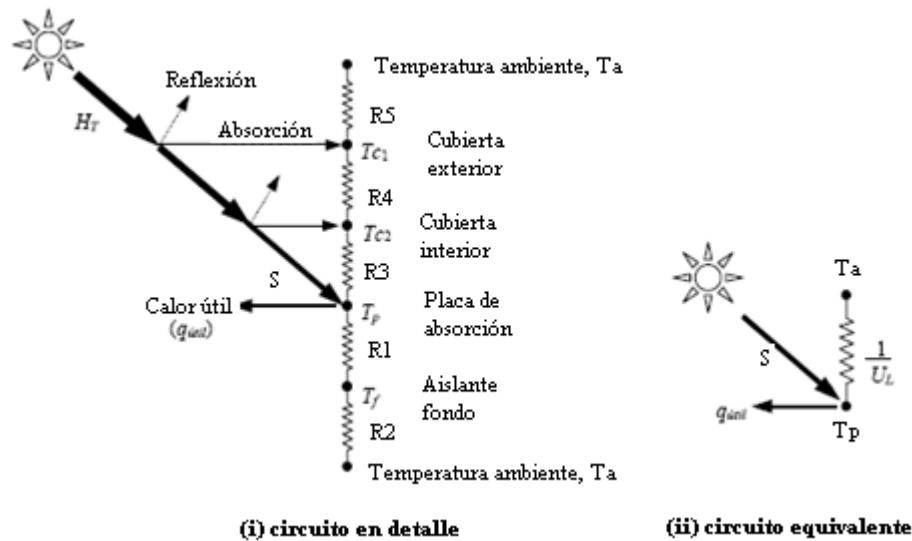


Fig. 7.3: Circuito térmico de un colector solar de placa plana con dos cubiertas

Las resistencias del circuito de la Fig. 7.3 están dadas así:

R_1 está dado por la conductividad del aislante ka , y la longitud transversal del mismo.

R_2 está dado por el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la placa de absorción y el ambiente.

R_3 : Resistencia térmica entre la placa de absorción y la cubierta interior:

R_4 : Resistencia térmica entre la cubierta exterior y la cubierta interior:

R_5 : Resistencia térmica entre la cubierta exterior y el ambiente

7.2.4.1 Conductancia por la parte superior U_{sup}

Esta conductancia se evalúa determinando las resistencias térmicas R_3 , R_4 , y R_5 , las cuales se muestran en la Fig. 7.3. El calor se transfiere entre la placa de absorción y la cubierta interior por convección y radiación en forma paralela; esto mismo, también ocurre entre las dos cubiertas, interior y exterior. Los mismos mecanismos de transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta exterior hacia el ambiente.

$$U_{sup} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} \quad (7.4)$$

El proceso de cálculo de R_3, R_4 y R_5 es iterativo, además requiere de datos como las temperaturas de las cubiertas y los coeficientes convectivos de transferencia de calor, que por lo general son difíciles de evaluar; esto hace que el cálculo de estas resistencias térmicas sea complicado.

La ecuación empírica, desarrollada por Klein (1979) luego del procedimiento básico de Hottel y Woertz (1942) y Klein (1975), es utilizada para el calculo de la conductancia por la parte superior del colector simplifica el procedimiento mediante resistencias térmicas. Esta ecuación se utiliza para temperaturas de la placa de absorción entre 25 y 225 °C, con un margen de error aproximado de $\pm 0,3 \text{ W/m}^2$.

$$U_{sup} = \frac{1}{\frac{N}{\frac{C}{Tp} [Tp - Ta]^\varepsilon + \frac{1}{hv}} + \frac{\sigma(Tp + Ta)(Tp^2 + Ta^2)}{\frac{1}{\varepsilon p + 0.00591Nhv} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon p}{\varepsilon c} - N}} \quad (7.5)$$

Donde:

N = Número de cubiertas

Tp = Temperatura de la placa [°K]

Ta = Temperatura ambiente [°K]

εp = Emitancia de la placa

εc = Emitancia de la cubierta de cristal

u = velocidad del viento [m/s]

θ = Inclinación del colector

$\sigma = 5.76 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ (Coeficiente de radiación de Stefan-Boltzmann)

$hv = 5.7 + 3.8u \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} \right]$ (Coeficiente de transferencia de calor del viento)

$f = (1 + 0.089hv - 0.1166hv \times \varepsilon p)(1 + 0.07866N)$ constante

$C = 520(1 - 0.000051\theta^2)$ constante

$\varepsilon = 0.430 \left(1 - \frac{100}{Tp} \right) = 0.313$ constante.

7.2.4.2 Conductancia por la parte inferior U_b

La conductancia se evalúa conociendo la resistencia térmica conductiva R_1 y la resistencia térmica convectiva, $U_b = 1/(R_1 + R_2)$.

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

Si $R_2 \ll R_1$ entonces R_2 se desprecia; por lo que la conductancia en la parte inferior sería:

$$U_b = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{l_a} \quad (7.6)$$

7.2.4.3 Conductancia por la parte lateral U_{lad}

Las pérdidas de calor a través de los lados, se evalúan de manera similar, de esta manera:

$$q_{lad} = U_{lad} A_c (T_p - T_a) = \frac{k_a' h P}{l_a'} (T_p - T_a) \quad (7.7)$$

Donde

$$U_{lad} = \frac{k_a' h P}{l_a' A_c}$$

P = perímetro del colector solar.

h = altura del colector solar.

l_a' = espesor del aislante por los lados.

k_a' = conductividad del aislante por los lados.

7.2.4.4 Coeficiente Total de pérdidas de calor [UL]

Finalmente, la evaluación del coeficiente total de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot K$] para todo el colector está representada por la sumatoria de las tres conductancias indicadas anteriormente; es decir, inferior, superior y lateral.

$$U_L = U_{sup} + U_b + U_{lad} \quad (7.8)$$

7.2.5 Distribución de Temperaturas en los Tubos y Factor de Eficiencia del Colector

En los colectores solares, la superficie de la placa que no se encuentra en directo contacto con el agua, actúa como una superficie extendida (aleta), la cual transfiere calor hacia el fluido, pero igualmente se producen pérdidas por ella, el factor de eficiencia (F') pretende evaluar la eficiencia de la transferencia de calor desde toda la superficie hacia el fluido, y depende únicamente de la configuración geométrica y del valor del coeficiente de pérdidas. Si observamos la Fig. 7.4, la distancia entre tubos es W , el diámetro del tubo es D , y el espesor de la placa es δ . Debido a que el material de la placa es un buen conductor, el

gradiente de temperatura a través de la placa es despreciable. Asumiremos que la placa sobre la unión (o soldadura) está a una temperatura local base T_b .

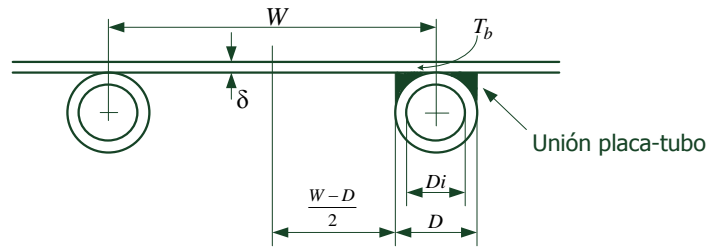


Fig. 7.4: Dimensiones de la placa y tubo de un colector solar plano

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

$$F = \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (7.9)$$

En Donde

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_p \times \delta}} \quad (7.10)$$

La ganancia de colector también incluye la energía colectada sobre la región del tubo. La energía ganada para esta región es

$$q_{tubo} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (7.11)$$

Y para el caso de la ganancia para el tubo y aleta por unidad de longitud en dirección del flujo es

$$q_u' = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (7.12)$$

El calor útil de la ecuación 7.12 debe ser transferida al fluido. La resistencia del flujo de calor hacia el fluido resulta de la resistencia del tubo al fluido y de la resistencia de la unión-soldadura. La ganancia útil puede ser expresada en

$$q_u' = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + \frac{1}{C_b}} \quad (7.13)$$

Donde D_i es el diámetro interior del tubo y h_{fi} es el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo, terminado a partir de la ecuación 5.10 en el caso de convección natural. La conductancia de la unión C_b se estima de acuerdo a la conductividad térmica de la unión k_b , su espesor promedio γ , y su ancho b .

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (7.14)$$

Las ecuaciones 7.12 y 7.13 se combinan para determinar el calor de calentamiento del fluido en términos de la temperatura ambiente y de la temperatura del agua. Despejando T_b en la ecuación 7.13 y sustituyendo en la ecuación 7.12 se obtiene que:

$$q'_u = WF'[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (7.15)$$

Donde el Factor de Eficiencia del Colector F' es:

$$F' = \frac{1/UL}{W \left[\frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + \frac{1}{Cb} + \frac{1}{\pi \times D_i \times h_{fi}} \right]} \quad (7.16)$$

Físicamente, el numerador corresponde a la resistencia térmica entre la superficie del colector y el aire ambiente, mientras que el denominador constituye la resistencia térmica entre el fluido y el ambiente.

Si el colector tiene una longitud L en dirección del flujo, para una temperatura de entrada del fluido T_i , la temperatura de salida del fluido T_{fo} , puede ser hallada mediante:

$$T_{fo} = \left[\exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C p_{ac}}\right) \left(T_i - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \right] + \frac{S}{A_c U_L} + T_a \quad (7.17)$$

Respecto al flujo, \dot{m} , en nuestro caso el flujo es un parámetro de diseño, y para cuando sea necesario calcularlo empleamos la siguiente ecuación

$$\dot{m} = \frac{U_L F' A_c}{C_p \ln \left[1 - \frac{U_L (T_{fo} - T_{fi})}{S - U_L (T_{fi} - T_a)} \right]} \quad (7.18)$$

7.2.6 Factor de Remoción de Calor

Se define el factor de remoción de calor F_R como el parámetro que relaciona el calor de calentamiento que se obtiene efectivamente en el colector, con el que se obtendría si toda la superficie del colector se encontrara a la temperatura del fluido a la entrada

$$F_R = \frac{\dot{m} C p_{ac} (T_{fo} - T_{fi})}{A_c (S - U_L (T_{fi} - T_a))} \quad (7.19)$$

El factor de eficiencia del colector también puede ser expresado como

$$F_R = \frac{\dot{m} C p_{ac}}{A_c U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C p_{ac}}\right) \right] \quad (7.20)$$

El máximo calor transferido en un colector solar ocurre cuando el colector en su totalidad se encuentra a la temperatura de entrada del fluido debiendo ser las pérdidas de calor mínimas. El **calor útil** en términos del factor de remoción de calor es como sigue:

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)] \quad (7.21)$$

La temperatura principal de la placa T_{pm} puede ser utilizada para calcular el calor útil del colector:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (7.22)$$

En donde

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{Q_u}{U_L F_R} (1 - F_R) \quad (7.23)$$

La ecuación 7.23 puede ser resuelta de manera iterativa con la ecuación 7.5. Primeramente se estima una temperatura principal de la placa con lo cual se calcula U_L y a su vez se obtiene valores para F_R y Q_u , con lo cual se obtiene un nuevo valor de T_{pm} de acuerdo a la ecuación 7.23. El proceso se repite cuantas veces sea necesario hasta que T_{pm} sea del mismo valor en la ecuaciones 7.5 y 7.23. Un valor inicial razonable de T_p para colectores de calentamiento de líquidos con un flujo de 0.01 a 0.02 $Kg/m^2 s$ es $T_{fi} + 10^\circ C$.

La Corporación para la Certificación de Solar (SRCC) nos proporciona la Tabla 9 en la cual se divide los colectores en categorías sugiriendo una diferencia entre las temperaturas de entrada del fluido y ambiente según la aplicación.

Tabla 9: Diferencia de temperatura entre la entrada al colector y ambiente, según su aplicación

Categoría	$T_{entrada} - T_{ambiente}$	Aplicación
A	$-5^\circ C$	Calentamiento de piscinas en clima cálido
B	$5^\circ C$	Calentamiento de piscinas en clima frío
C	$20^\circ C$	Calentamiento de agua en clima cálido
D	$50^\circ C$	Calentamiento de agua en clima frío
E	$90^\circ C$	Calentamiento de agua en procesos industriales

7.2.7 Eficiencia del Colector

Las ecuaciones básicas para calcular la eficiencia instantánea del colector son

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c G_T} = F_R (\tau \alpha) - \frac{F_R U_L (T_{fi} - T_a)}{G_T} \quad (7.24)$$

$$\eta_i = \frac{\dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi})}{A_c G_T} \quad (7.25)$$

Para graficar la curva de rendimiento del colector, determinamos Q_u a través de la ecuación 7.1, y medidos G_T , T_{fi} y T_{fo} , los cuales son necesarios para el análisis basado en la ecuación 7.23, estos parámetros son graficados como una función de $(T_{fo} - T_{fi})/G_T$. Una gráfica ejemplar como la que se muestra en la Fig. 7.5, toma cinco distintas pruebas de acuerdo a ASHRAE 93-97.

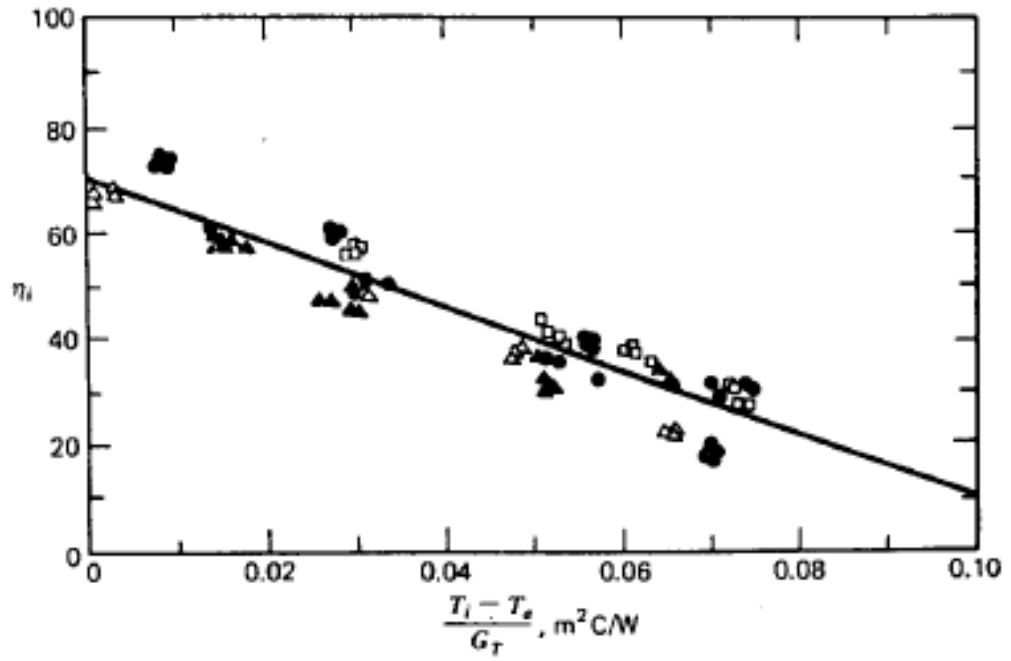


Fig. 7.5: Curva de eficiencia característica de un colector de placa plana con una cubierta.

4. MATERIALES Y MÉTODOS

4.1 MONITOREO DE LA POTENCIALIDAD SOLAR

Nos hemos basado en las mediciones de irradiancia (W/m^2) de una estación meteorológica ubicada en la ciudad de Loja, la cual toma los datos y los almacena cada 10min. Dichos datos han sido organizados sistemáticamente para nuestros propósitos, pues presentamos el valor máximo, mínimo y promedio y una gráfica unificada de las tres curvas. Para mayor facilidad de lectura se ha omitido la información correspondiente a las horas de la noche y madrugada, la cual es $0 \text{ W}/\text{m}^2$.

Para calcular la irradiación ($\text{Wh}/\text{m}^2/\text{dia}$) es necesario integrar para determinar el área bajo la curva irradiancia vs. tiempo:

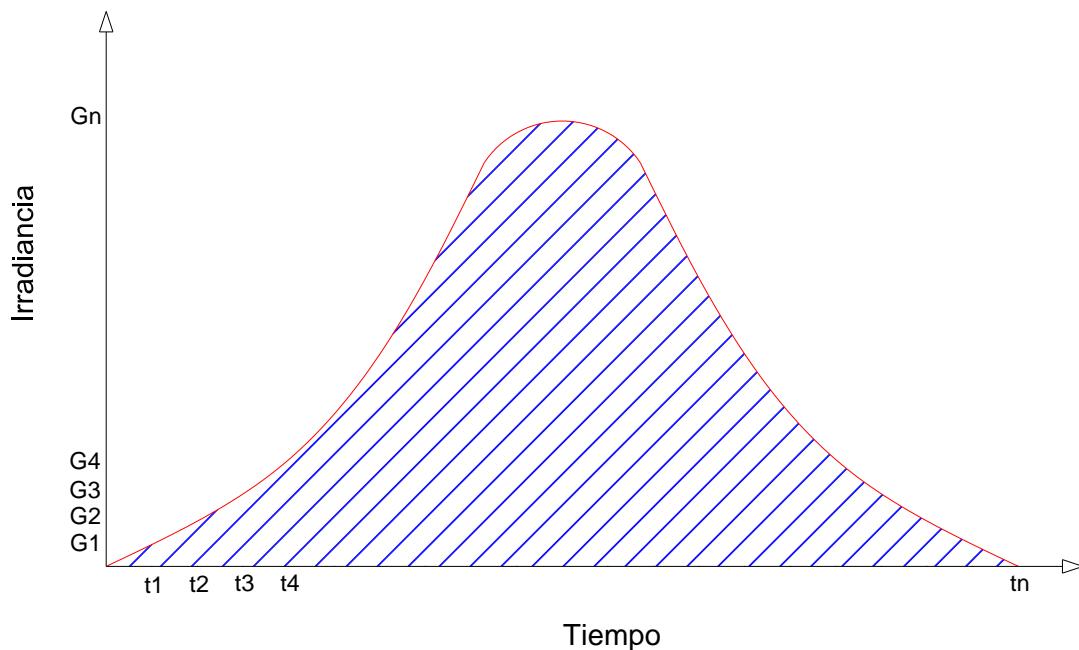


Fig. 1: Curva para la determinación de la Irradiancia

Ya que los datos han sido medidos cada 10 min (1/6 de hora) hemos hecho una muy buena aproximación (puesto que mientras más pequeño sea el intervalo de tiempo mas exacto es el resultado) al multiplicar cada dato de irradiancia por 1/6 y luego se ha realizado la sumatoria diaria, y se ha dividido para mil para presentar los resultados en $\text{KWh}/\text{m}^2/\text{dia}$ diariamente y un promedio mensual:

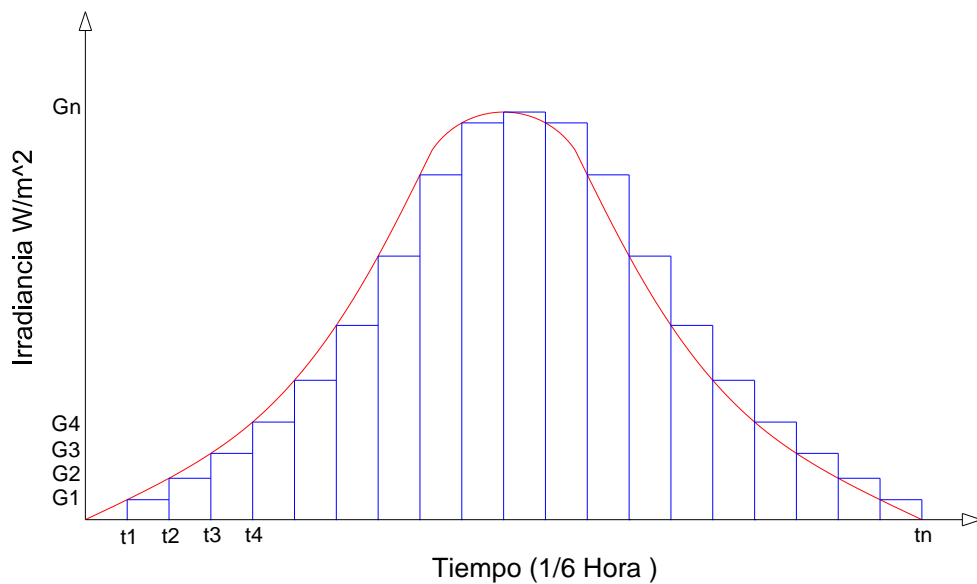


Fig. 2: Intervalos de tiempo y áreas rectangulares de irradiancia

Obviamente en la realidad la grafica no es perfecta ya que la irradiancia se ve influenciada por la nubosidad.

4.2 DISEÑO DEL SISTEMA

4.2.1 DEMANDA DE DISEÑO [Q_d]

Se ha tomado en cuenta la demanda para una familia de 4 personas la cual como referencia necesita al menos un volumen de 2 litros (2Kg) de agua.

La energía necesaria para que este volumen alcance el punto de ebullición (en Loja, 92°C) desde la temperatura ambiente del agua (13 °C) es:

$$Q_d = m \times C_p \times \Delta T = 2Kg \times 4.209 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \times (92 - 13)^{\circ}C = 665.0KJ$$

4.2.2 SELECCIÓN DEL COLECTOR

Luego de observar detalladamente las ventajas y desventajas de cada tipo de colector (ver Tabla 5), los colectores de tubos de vacío y los de concentración no son apropiados, ambos tipos son más caros y de mayor dificultad al construir. El colector sin cubierta, sería adecuado en función de su fácil costo y construcción, pero no se alcanzarían las temperaturas requeridas en nuestro proyecto. Nos queda el colector de placa plana, este tipo de colector es el más comúnmente usado en aplicaciones para cocinas solares con fluido térmico y por consiguiente el que empleamos para nuestra aplicación.

4.2.2.1 ÁREA DEL COLECTOR

Uno de los factores más importantes es la determinación del área de la placa de absorción, y el punto de partida para la evaluación de esta es la demanda energética de diseño y la radiación del lugar.

Primeramente establecimos la energía solar promedio H_T requerida para el funcionamiento de la cocina durante las horas del mediodía, considerando que la cocina operará en un día soleado y durante un periodo de 2 horas⁴, de esta manera tenemos:

$$\text{Energía} = \text{Potencia} \times \text{tiempo}$$

$$H_T = G_T \times t = 0.85 \text{ KW/m}^2 \times 2\text{h} \times 3.6 = 6.12\text{MJ/m}^2$$

El factor 3.6 es para convertir de KWh a MJ.

De esta manera, ahora podemos calcular el área del colector partiendo de la ecuación 7.24 de la siguiente manera:

$$A_c = \frac{Q_d}{H_T \times \eta_{sis}}$$

$$Q_d = \text{Demanda energética de diseño } 665.0\text{KJ}$$

$$H_T = \text{Irradiancia durante el período de cocción}$$

$$\eta_{sis} = \text{Rendimiento del sistema } 0.1 \text{ (Valor asumido en función a experiencia}^5\text{)}$$

$$A_c = \frac{665.0\text{KJ}}{6.12 \times 10^6\text{J/m}^2 \times 0.1} = 1.087\text{m}^2 \approx 1.1\text{m}^2$$

4.2.2.2 PLACA DE ABSORCIÓN

Consiste en una plancha de aluminio, de $0.71 \times 1.58\text{m}$, a la cual con fines de mejor captación de la energía solar incidente se la procedió a pintar de negro mate en sus 2 caras. El aluminio como material seleccionado, presenta una buena aceptación en función de sus propiedades térmicas y por su costo, así también hemos seleccionado un grosor de la placa de 1mm, basándonos en datos experimentales proporcionados por la Tabla 10.

⁴ Este valor lo establecidos tomando en consideración un tiempo prudencial, puesto que para que este sea menor, las dimensiones del colector y tanque serían más grandes.

⁵ Ver el artículo “Experimental results of a solar cooker with Heat Storage”, VIEIRA, María y otros. Universidad Federal de Ceara, Brazil. [En línea]

Tabla 10: Rendimiento de la placa

Material	Grosor	Espaciamiento de los tubos					
	mm	75	100	125	138	150	175
Cobre	0.25	94.5	92	89	87	85.5	80.5
	0.35	95	92.5	90	88	87	82.5
	0.45	95.5	93	91	89	88	85
	0.55	96	93.5	91.5	90	89	86.5
	0.70	96	93.5	92	91	90	87.5
Aluminio	0.50	94.5	92	88.5	87	87	82.5
	0.75	95.5	93	90.5	89	89	85
	1.00	95.5	93.5	91.5	90	90	87
Acero	0.50	89	82.5	75	71.5	71.5	65.5
	0.75	92	87	80.5	77	77	68.5
	1.00	93	88.5	83.5	81	81	72.5
	1.50	95	89	84	81	81	74.5

La placa de absorción es una de las principales partes de un colector solar. Los tubos pueden ser juntados a la misma en diferentes formas como se observa en la Fig. 3



Fig. 3: Formas de disposición de tubos en la placa

La disposición de los tubos en la placa seleccionada para nuestro diseño consiste en tuberías soldadas a la placa, que proporciona una buena conductividad térmica y de mayor facilidad de construcción respecto a las otras dos. De acuerdo a experimentación se tiene que un valor típico de la conductancia de la soldadura entre un tubo de aluminio y la placa del mismo material es aproximadamente $380W/m^{\circ}C$.

4.2.2.3 TIPO DE TUBOS

Hemos descartado las tuberías de serpentín y seleccionamos las de tipo paralelo, debido a que el flujo del fluido de trabajo es mayor en las segundas, aunque se debe tener cuidado de que no existan goteras.

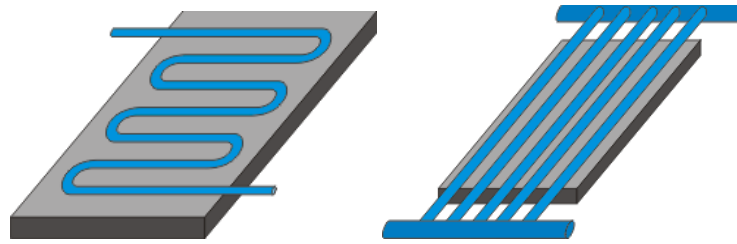


Fig. 4 : Colector con tubos de tipo serpentín (Izq.) y de tubos paralelos (Der.)

Para el efecto se empleó tubería de aluminio. Los tubos longitudinales tienen un diámetro interior de 17.2 mm y una longitud de 1.57m, separados entre sí 100mm; en tanto que los tubos cabezales tienen un diámetro interior de 21.7mm y una longitud de 0.71m.

4.2.2.4 EFECTO DEL TIPO DE CONEXIÓN DE LOS TUBOS

Observemos la Fig. 5 la distribución en “Z” es más deseable, y es la que aplicamos a nuestro diseño, debido a que los flujos que ascienden por todos los elevadores se ven forzados a recorrer trayectorias similares en longitud y geometría, lo cual es indispensable para lograr flujos similares en todos los elevadores. La distribución de flujo en “U” por lo contrario, origina que los flujos por los elevadores más cercanos a la entrada-salida recorran trayectorias más cortas, y por lo tanto de menor resistencia, por lo que se generan flujos mayores en ellos. Esto significa que los elevadores situados en el extremo lejano a la entrada-salida (extremo derecho en la figura) tengan flujos menores, y por ello se tiene una distribución de flujos desigual, y ello afecta la eficiencia térmica del colector.

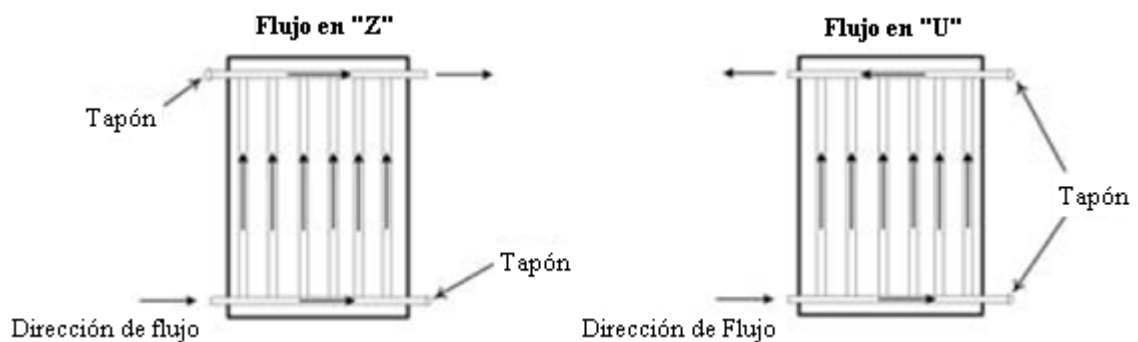


Fig. 5: Trayectorias de flujo posibles en colectores con cabezales abiertos

4.2.2.5 FLUIDO TÉRMICO

Hemos seleccionado aceite térmico aceite parafínico altamente refinado y térmicamente estable, formulado para ser usado en sistemas de transferencia de calor abiertos y cerrados,

se encuentra disponible comercialmente bajo la firma TEXACO, correspondiente al tipo Texatherm 46.

El aceite Texatherm 46 está recomendado para unidades de transferencia de calor por circulación donde las temperaturas no excedan los 190°C para sistemas abiertos (expuestos al aire) y 315°C para sistemas cerrados (sin entrada de aire).

Se podría haber utilizado otro tipo de fluido térmico como agua o aceites vegetales pero el cambio de fase en el primero, y, la indisponibilidad en el mercado del segundo nos motivaron a realizar la selección del aceite antes descrito.

4.2.2.6 CUBIERTA

Es una cubierta de vidrio plano de fabricación nacional de 4mm de espesor. Nos limitamos a una cubierta puesto que cuando existen dos, si bien es cierto se tendría mayor acumulación de calor pero sin embargo la energía incidente es mucho menor.

4.2.2.7 AISLAMIENTO

Hemos seleccionado la lana de vidrio, utilizamos disponible en el mercado de 50mm de espesor, 30Kg/m³ de densidad, y de conductividad térmica 0.038W/m°C.

Para las tuberías de conexión y retorno desde el tanque se utilizó espuma de polietileno de 11mm de espesor, soporta hasta 150°C y su conductividad térmica es 0.040W/m°C.

4.2.3 DISEÑO MATEMÁTICO DEL COLECTOR

Algunas consideraciones hechas para el modelado matemático de los colectores solares de placa plana son las siguientes:

- ❖ El colector opera en un estado estable.
- ❖ El gradiente de temperatura a través de la cubierta es insignificante.
- ❖ El flujo de calor se puede considerar unidimensional, tanto a través de las cubiertas, como de los aislamientos laterales.
- ❖ El gradiente de temperatura alrededor y a través de los tubos es insignificante.
- ❖ El gradiente de temperatura alrededor a través de la placa de absorción es insignificante.
- ❖ En el cálculo de la eficiencia instantánea, la radiación está incidiendo sobre el colector solar con un ángulo de incidencia previamente determinado
- ❖ El área de la placa de absorción es considerada la misma en comparación con el área frontal transparente.
- ❖ La radiación, sobre la placa plana absorbente del colector es uniforme
- ❖ Los efectos del polvo y la suciedad sobre el colector son insignificantes.

Para obtener valores promedio de los parámetros de funcionamiento del colector solar, se puede resumir en los siguientes pasos:

1. Suponer una temperatura promedio de la placa de absorción (T_p).
2. Calcular el coeficiente global de pérdidas de transferencia de calor (U_L)
3. Evaluar el factor de eficiencia del colector F' para la configuración geométrica.
4. Determinar el factor de remoción de calor F_R ó la temperatura del fluido a la salida (T_{fo}).
5. Calcular el calor útil (Q_u) en el colector y la eficiencia del mismo (η)
6. Verificar el valor de la temperatura de la placa (T_p)
7. Repetir los pasos anteriores hasta que la temperatura de la placa supuesta y calculada sean iguales

4.2.3.1 Datos

Área del colector	1.1m ²
Temperatura ambiente [Ta]	23°C (296°K)
Temperatura de la placa [Tp]	93.5°C (366.5°K)
Temperatura de entrada del fluido.....	90°C (363°K)
Emitancia de la placa [ϵ_p]	0.95
Emitancia de la cubierta de vidrio [ϵ_c].....	0.88
Número de cubiertas [N]	1
Velocidad del viento [u].....	2m/s
Inclinación del colector [θ].....	20°
Conductividad térmica del aislante (lana de vidrio) [ka].....	0.038W/m°C
Espesor del aislante del fondo [La1]	0.05m
Espesor del aislante lateral [La2]	0.03m
Área lateral [Ae].....	0.4m ²
Conductividad térmica de la placa y de los tubos (material aluminio) [k]	211W/m ²

El valor de la temperatura de entrada del fluido al colector lo tomamos en función a un promedio de la diferencia de temperaturas entre el fluido a la entrada al colector y el ambiente, dado en la Tabla 9.

4.2.3.2 Coeficiente de pérdidas de calor hacia arriba del colector [Ut]

Para hallar las pérdidas de calor hacia arriba del colector nos basamos en la ecuación 7.5:

$$U_{sup} = \frac{1}{\frac{C}{T_p} \left[\frac{T_p - T_a}{N + f} \right]^\epsilon + \frac{1}{h\nu}} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\epsilon_p + 0.00591N h\nu} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\epsilon_p}{\epsilon_c} - N}$$

Donde:

$$hv = 5.7 + 3.8u = 13.3W/m^2C$$

$$f = (1 + 0.089hv - 0.1166hv \times \varepsilon p)(1 + 0.07866N) = 0.766$$

$$C = 520(1 - 0.000051\theta^2) = 509.392$$

$$\varepsilon = 0.430 \left(1 - \frac{100}{T_p}\right) = 0.313$$

Sustituyendo los datos dados y factores f , C y ε calculados, en la ecuación anterior, tenemos:

$$U_{sup} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{509.392}{366.5} \left[\frac{367 - 294}{1 + 0.766} \right]^{0.31} + \frac{1}{13.3}} + \frac{5.76 \times 10^{-8} (366.5 + 294)(366.5^2 + 294)}{\frac{1}{0.95 + 0.00591 \times 1 \times 13.3} + \frac{2 + 0.766 - 1 + 0.133(0.95) - 1}{0.88}}$$

$$U_{sup} = 7.234W/m^2\circ K$$

4.2.3.3 Coeficiente de pérdidas de calor hacia abajo del colector [U_b]

Haciendo una relación de la conductividad térmica del aislante y el espesor del mismo en la parte inferior del colector, mediante la ecuación 7.6 tenemos:

$$U_b = \frac{ka}{la1} = \frac{0.038W/m^{\circ}K}{0.05m} = 0.76W/m^2\circ K$$

4.2.3.4 Coeficiente de pérdidas de calor por los lados [U_{lad}]

Análogamente al caso anterior, considerando el área del aislante por los lados como producto de la altura h por el perímetro P del colector, y de acuerdo a la ecuación 7.7 tenemos:

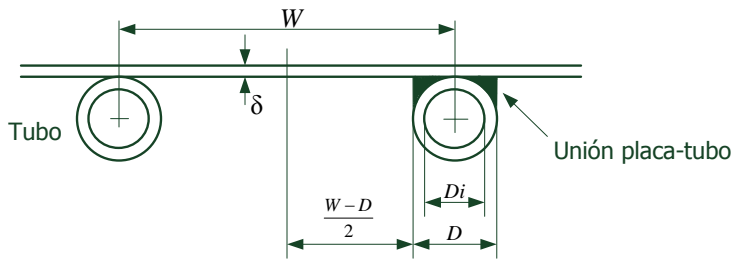
$$U_{lad} = \frac{ka}{la2} \times \frac{hP}{Ac} = \frac{0.038}{0.03m} \times \frac{0.4}{1.2} = 0.461W/m^2\circ K$$

4.2.3.5 Coeficiente Total de pérdidas de calor [U_L]

Este coeficiente se determina a partir de la ecuación 7.8:

$$U_L = U_{sup} + U_b + U_{lad} = 6.99 + 0.9 + 0.265 = 8.455W/m^2\circ K$$

4.2.3.6 Eficiencia de Aleta



De acuerdo a la ecuación 7.10 expresamos la variable m para una aleta:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_p \times \delta}} = \sqrt{\frac{8.455}{211 \times 0.001}} = 6.33$$

Sustituyendo este valor de m en la ecuación 7.9 tenemos

$$F = \frac{\tanh[m(W-D)/2]}{m(W-D)/2} = \frac{\tanh[6.325(0.1 - 0.0216)/2]}{6.325(0.1 - 0.0216)/2} = 0.98$$

4.2.3.7 FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR

Para el cálculo del factor de eficiencia del colector es importante definir correctamente el coeficiente de transferencia de calor h_{fi} , del fluido hacia la pared del tubo, para lo cual es muy necesario determinar las propiedades del aceite térmico, para el efecto utilizamos los resultados presentados a través del software de fluidos térmicos Paracalc (Ver Fig. 6).

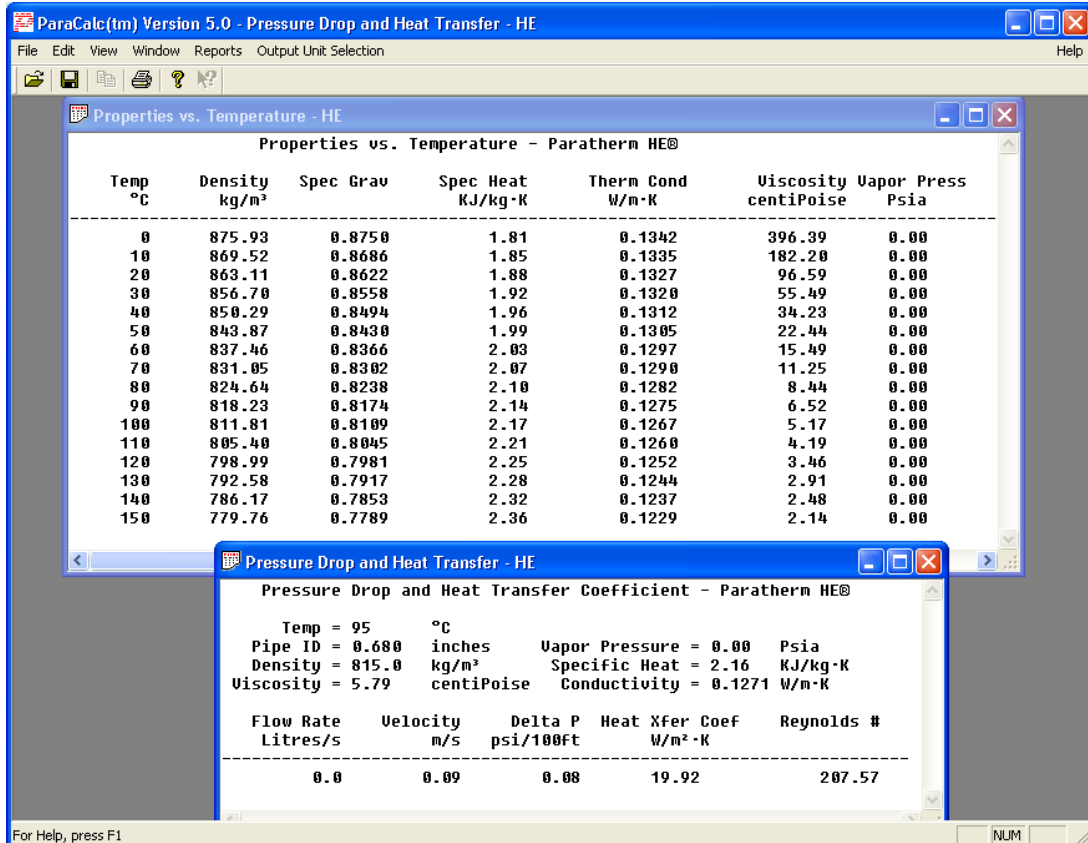


Fig. 6: Propiedades del aceite térmico generadas mediante el software ParaCalc 5.0

Propiedades del aceite térmico

El software ParaCalc nos genera los siguientes datos, tomados para nuestra aplicación a temperatura media (95°C) y flujo 0.02Kg/s

Densidad del aceite [ρ].....	815 Kg/m ³
Viscosidad dinámica [μ]	5.79 centiPoissee
Calor específico [cp_{ac}].....	2160J/Kg°K
Conductividad térmica [k_{ac}].....	0.1271W/mK
Número de Reynolds [Re].....	207.57

En cuanto al número de Reynolds es lógico suponer que debido a la circulación natural del fluido, tal valor es bajo caracterizando así un flujo laminar.

4.2.3.7.1 Cálculo del Número de Nusselt

Éste es el parámetro adimensional que caracteriza la convección, tenemos de acuerdo a la ecuación 5.10 para régimen laminar:

$$Nu = 0.56(Gr \times Pr)^{0.25}$$

$$Nu = 0.56 \left[\left(\frac{Di \times \rho^2 \times \beta \times g \times \Delta T}{\mu^2} \right) \left(\frac{\mu}{cp_{ac} \times k_{ac}} \right) \right]^{0.25}$$

$$Nu = 0.56 \left[\left(\frac{0.017 \times 815^2 \times \left(\frac{1}{368}\right) \times 9.8 \times 3}{0.00579^2} \right) \left(\frac{0.00579}{2160 \times 0.1271} \right) \right]^{0.25} = 16.76$$

Cabe indicar que el factor ΔT descrito en esta ecuación corresponde a la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared del tubo, así también β corresponde al coeficiente de expansión térmica del fluido.

4.2.3.7.2 Coeficiente de transferencia de calor entre fluido térmico y tubo

Este coeficiente lo determinamos observando la tabla 8

$$h_{fi} = \frac{Nu \times k_{ac}}{Di} = \frac{17.184 \times 0.1260}{0.017} = 123.34 W/m^2 \cdot K$$

Este es un coeficiente controlante para el cálculo del factor de eficiencia del colector, cuando se trabaja con agua éste llega fácilmente a valores en el orden de 1000 W/m²·K

4.2.3.7.3 Cálculo del Factor de eficiencia del colector.

Aplicando la ecuación 7.16 tenemos:

$$F' = \frac{1/UL}{W \left[\frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{Cb} + \frac{1}{\pi \times D_i \times h_{fi}} \right]}$$

$$F' = \frac{1/8.455}{0.1 \left[\frac{1}{8.455[0.0216 + (0.1 - 0.0216)0.98]} + \frac{1}{380} + \frac{1}{3.14 \times 0.017 \times 123.34} \right]} = 0.875$$

4.2.3.8 Temperatura de salida del fluido

Este factor muy importante, en la práctica suele alcanzar mayores valores al a calculado, teniendo en cuenta por otro lado que, mientras mayor sea la temperatura alcanzada, serán mayores también las pérdidas de calor, disponemos de los siguientes datos:

Datos

Área del colector	1.1m ²
Temperatura ambiente [T _a]	23°C (296°K)
Temperatura de entrada del fluido [T _{fi}]	90°C (363°K)
Transmitancia del vidrio [τ]	0.95
Absortancia de la placa [α]	0.88

La temperatura de entrada del fluido la estimamos en función a los datos proporcionados en a tabla 9 que relaciona la temperatura entre la de entrada, colector y el ambiente.

Es de mucha importancia definir la radiación absorbida por el colector por unidad de área de superficie de absorción, S , como la diferencia entre la radiación total solar incidente G_T y las pérdidas ópticas de la siguiente manera.

$$S = G_T \times \tau \times \alpha = 850 \times 0.88 \times 0.95 = 710.6W/m^2$$

Ahora determinamos la temperatura de salida del fluido T_{fo} en el colector mediante la ecuación 7.17:

$$T_{fo} = \left[\exp \left(- \frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C p_{ac}} \right) (T_{fi} - T_a - \frac{S}{U_L}) \right] + \frac{S}{A_c U_L} + T_a = 93^\circ C$$

$$T_{fo} = \left[\exp \left(- \frac{1.1 \times 8.455 \times 0.875}{0.02 \times 2160} \right) \left(90 - 23 - \frac{710.6}{8.455} \right) \right] + \frac{710.6}{1.2 \times 8.455} + 23 = 93^\circ C$$

4.2.3.9 Cálculo del Factor de Remoción [F_R]

Mediante la ecuación 7.19 podemos determinar el factor de remoción de calor:

$$F_R = \frac{\dot{m} C p_{ac} (T_{fo} - T_{fi})}{A_c (S - U_L (T_{fi} - T_a))}$$

$$F_R = \frac{0.02 \times 2160 (93 - 90)}{1.1 [710.6 - 8.455 (90 - 23)]} = 0.798$$

4.2.3.10 CALOR ÚTIL

El calor útil en el colector está determinado por la ecuación 7.21

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)]$$

$$Q_u = 1.1 \times 0.798 [710.6 - 8.455(90 - 23)] = 126.51W$$

4.2.3.11 TEMPERATURA MEDIA DE LA PLACA

Finalmente corroboramos la temperatura de la placa mediante la ecuación 7.23

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{\frac{Q_u}{A_c}}{U_L F_R} (1 - F_R)$$

$$T_{pm} = 90 + \frac{\frac{126.51}{1.1}}{8.455 \times 0.798} (1 - 0.798) = 93.45^\circ C \approx 93.5^\circ C$$

Por lo tanto, hemos comprobado que convergen las temperaturas de la placa, la primera, T_p , asumida en el cálculo inicial del coeficiente de pérdidas U_{sup} , y la segunda calculada (iterativamente) mediante T_{pm} .

4.2.4 DIMENSIONADO DEL TANQUE DE ACUMULACIÓN TÉRMICA

Se ha considerado que el tanque de acumulación térmica debe contener la energía suficiente para llevar al agua de la olla al punto de ebullición, es decir 665.0KJ. Para este efecto, el volumen de aceite (a 120°C que esperamos alcanzar) necesario es:

$$m = \frac{Q_d}{C_p \times \Delta T} = \frac{665.0KJ}{2.25 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C} \times (120 - 13)^\circ C} = 2.765Kg$$

Ya que la densidad del aceite a 100°C es 799 Kg/m³, el volumen de aceite es:

$$V_{tanque} = \frac{m}{\rho} = \frac{2.765Kg}{799Kg/m^3} = 0.00346m^3 = 3.5 \approx 4Litros$$

Por razones de diseño consideramos un volumen requerido de aceite de 4Litros.

4.2.5 CÁLCULO DEL VOLUMEN DE ACEITE NECESARIO EN TODO EL SISTEMA

Volumen en los tubos de ½" (1.7145cm) de la placa, de 1.575m de largo (7 tubos):

$$V1 = \frac{\pi(0.01745)^2}{4} \times 1.575 \times 7 = 0.00254532 = 2.545 \text{Litros}$$

Volumen en los tubos de 1" de la placa (2 tubos de 0.71m):

$$V2 = \frac{\pi(0.0217)^2}{4} \times 0.71 \times 2 = 0.000525m^3 = 0.525 \text{Litros}$$

Volumen de la tubería (se asume 3m) del sistema (1/2"):

$$V3 = \frac{\pi(0.01745)^2}{4} \times 3 = 0.0007175 = 0.72 \text{Litros}$$

Volumen total de aceite:

$$V = V1 + V2 + V3 + V_{tanque} = 2.545 + 0.525 + 0.72 + 4 = 7.79 \text{Litros} = 2.06 \text{Gal}$$

4.3 MODELO MATEMÁTICO DEL INTERCAMBIADOR

Hemos seleccionado un recipiente encamisado como el mejor medio para la transferencia de calor desde el colector hacia los alimentos, puesto que los otros tipos de intercambiadores resultan difíciles de acoplar al sistema, se podría haber pensado en un intercambiador de serpentín pero en función de su construcción y mantenimiento no sería recomendable. Para mejorar la transferencia de calor la olla y el recipiente interior serán de cobre, y el recipiente exterior, el ánulo, y la base de tol galvanizado. Será recubierto de lana de vidrio para aislarlo térmicamente y chova para protegerlo de la intemperie. De acuerdo al volumen de fluido térmico de 4 litros requerido en el intercambiador tenemos:

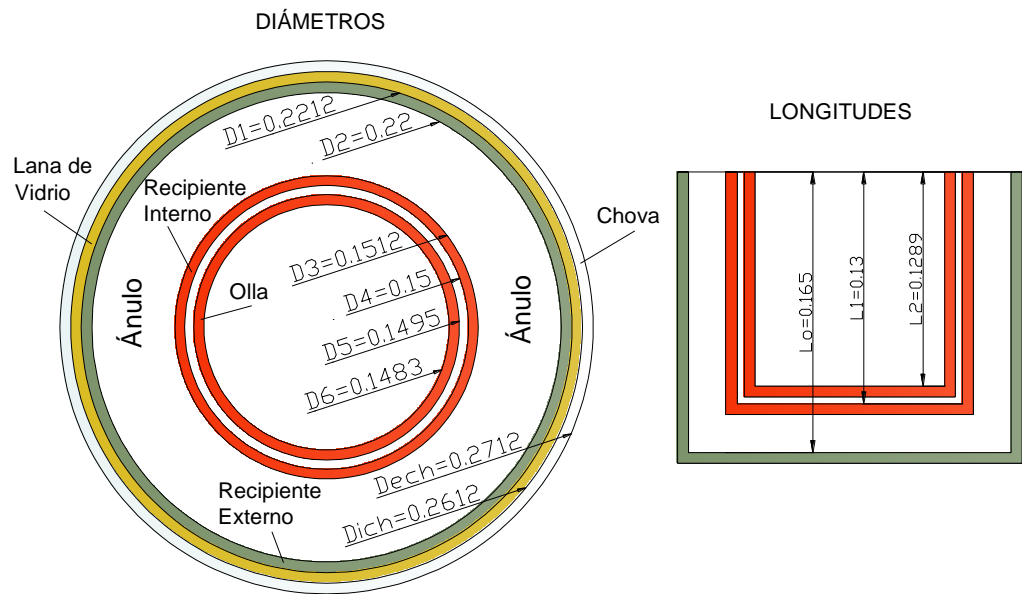


Fig. 7: Dimensiones del recipiente encamisado

De acuerdo al esquema de la Fig. 7, el circuito térmico de resistencias del intercambiador se muestra a continuación en la Fig. 8:

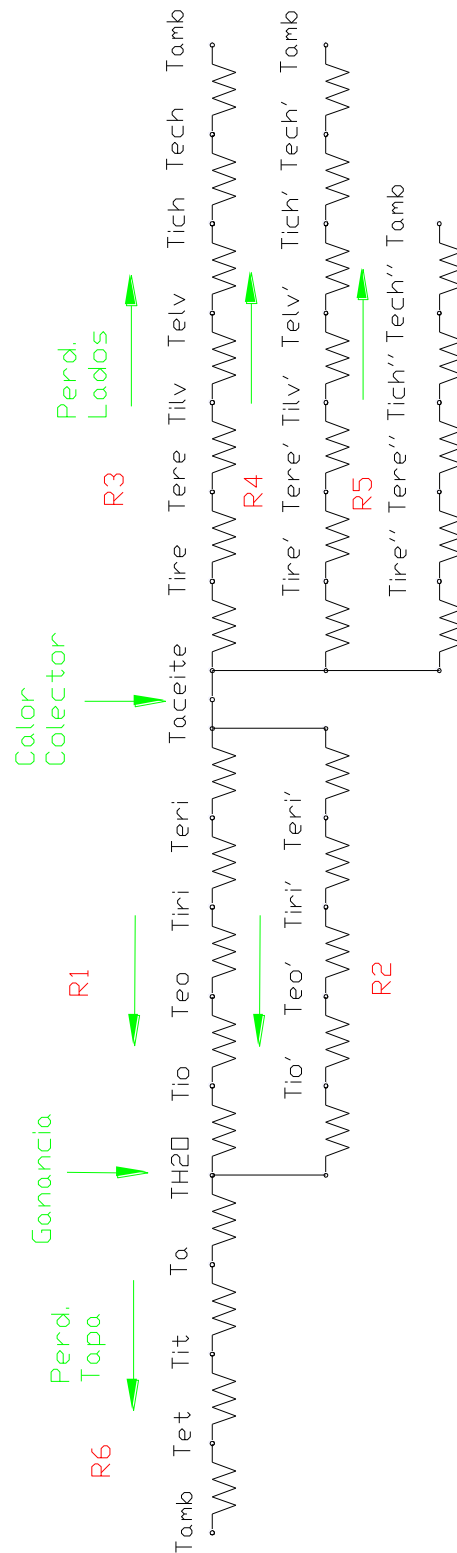


Fig. 8: Circuito de resistencias térmicas del recipiente encamisado

i=Interno, e=Externo, t=Tapa, o=Olla, a=Aire entre la tapa y el agua, ri=Recipiente interno, re=Recipiente externo, lv=Lana de vidrio, ch=Chova, ‘=Ánulo superior, ‘=Base del intercambiador

4.3.1 DATOS GENERALES

Propiedades termofísicas del fluido térmico: Aceite ($T_{ace}=93^{\circ}\text{C}=366\text{K}$)

$\rho_{ace} = 816.30 \text{ Kg/m}^3$	Densidad
$C_{ace} = 2150 \text{ J/Kg.}^{\circ}\text{C}$	Calor específico
$k_{ace} = 0.1272 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$	Conductividad térmica
$\mu_{ace} = 6.06 \times 10^{-3} \text{ N.seg/m}^2 (\text{Kg/seg.m})$	Viscosidad dinámica
$\nu_{ace} = \mu_{ace}/\rho_{ace} = 7.424 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$	Viscosidad cinemática
$Pr_{ace} = C_{ace} \mu_{ace}/k_{ace} = 102.429$	Número de Prandtl
$\alpha_{ace} = k_{ace}/\rho_{ace} C_{ace}$ $= 7.248 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{seg}$	Difusividad térmica
$\beta_{ace} = 0.001066 \text{ 1/K}$	Coefficiente de expansión térmica

Propiedades termofísicas del fluido en la olla: Agua ($T_{agua}=76.5^{\circ}\text{C}=351.73\text{K}$)

$\rho_{agua} = 972.37 \text{ Kg/m}^3$	Densidad
$C_{agua} = 4195 \text{ J/Kg.}^{\circ}\text{C}$	Calor específico
$k_{agua} = 0.666 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$	Conductividad térmica
μ_{agua} $= 365 \times 10^{-6} \text{ N.seg/m}^2 (\text{Kg/seg.m})$	Viscosidad dinámica
ν_{agua} $= \mu_{agua}/\rho_{agua} = 3.754 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}$	Viscosidad cinemática
$Pr_{agua} = C_{agua} \mu_{agua}/k_{agua} = 2.299$	Número de Prandtl
$\alpha_{agua} = k_{agua}/\rho_{agua} C_{agua}$ $= 1.633 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}$	Difusividad térmica
$\beta_{agua} = 624 \times 10^{-6} \text{ 1/K}$	Coefficiente de expansión térmica

Definición de diámetros (m), radios (m), longitudes (m), áreas (m²), temperaturas (°C)

$D1 = 0.221$	$D3 = 0.1512$	$D5 = 0.1495$	$D_{ich} = 0.2612$
$D2 = 0.22$	$D4 = 0.15$	$D6 = 0.1483$	$D_{ech} = 0.2712$

$$De = \frac{(D2^2 - D3^2)}{D3} = 0.169 \quad \text{Diámetro equivalente (ánulo)}$$

$r1 = 0.111$	$r3 = 0.076$	$r5 = 0.075$	$r_{ich} = 0.131$
$r2 = 0.11$	$r4 = 0.075$	$r6 = 0.074$	$r_{ech} = 0.136$

$$r_e = 0.084$$

$L1 = 0.13$	$L2 = 0.1289$	$L1 = 0.165$
$A2 = \frac{\pi \cdot D2^2}{4} = 0.038$	$A3 = \frac{\pi \cdot D3^2}{4} = 0.018$	$A6 = \frac{\pi \cdot D6^2}{4} = 0.017$
$Ta = 23^\circ\text{C}$	Temperatura ambiente	
$Tace = 93^\circ\text{C}$	Temperatura del aceite	
$Tagua = 76.5^\circ\text{C}$	Temperatura del agua	

Diferencia de temperaturas media logarítmica:

$$DTML = Tace - Tagua = 16.5^\circ\text{C}$$

Se considera que la chaqueta es un medio calefactor isotérmico.

4.3.2 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor externo he (aceite)

Según la Tabla 8, calculamos los números adimensionales:

$$Gr_{ace} = \frac{(De^3 \cdot \rho_{ace}^3 \cdot \beta_{ace} \cdot g \cdot DTML)}{\mu_{ace}^2} = 1.507 \times 10^7 \text{ Número de Grashof}$$

$$Nu_{ace} = 0.56(Gr_{ace} \cdot Pr_{ace})^{0.25} = 111.003 \text{ Número de Nusselt (Correlación de convección libre en tubos)}^6$$

$$He = \frac{Nu_{ace} \cdot k_{ace}}{De} = 83.594 \frac{W}{m^2K} \text{ Coeficiente pelicular de transferencia de calor}$$

4.3.3 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor interno hi (agua)

$$Gr_{agua} = \frac{(D6^3 \cdot \rho_{agua}^3 \cdot \beta_{agua} \cdot g \cdot DTML)}{\mu_{agua}^2} = 2.336 \times 10^9 \text{ Número de Grashof}$$

$$Nu_{ace} = 0.61(Gr_{agua} \cdot Pr_{agua})^{0.25} = 165.14 \text{ Número de Nusselt (Correlación, convección libre en procesos donde hay evaporación)}^7$$

$$Hi = \frac{Nu_{agua} \cdot k_{agua}}{D6} = 741.625 \frac{W}{m^2K} \text{ Coeficiente pelicular de transferencia de calor}$$

⁶ ASHRAE. 2001. Fundamental Handbook. EUA. Atlanta.

⁷ www.iq.uva.es/calor/tema5.pdf

4.3.4 CÁLCULO DE ADMITANCIAS

Para el cálculo de admitancias aplicamos las ecuaciones (5.2) y (5.7) para conducción; y (5.9) para convección. Los números adimensionales referentes a transferencia de calor se definen en la Tabla 8.

U1 (1/R1)

Propiedades del recipiente interior de la chaqueta (cobre)

$x = 0.0006m$	Espesor
$k_{cobre} = 401 W/m.K$	Conductividad térmica
$R_{tc} = 5 \times 10^{-4} m^2.K/W$	Resistencia térmica de contacto entre la olla y el recipiente interior

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{H_i \cdot 2\pi \cdot r_6 \cdot L_2} + \frac{\ln(r_5/r_6)}{2\pi \cdot k_{cobre} \cdot L_2} + \frac{R_{tc}}{2\pi \cdot r_4 \cdot L_2} + \frac{\ln(r_3/r_4)}{2\pi \cdot k_{cobre} \cdot L_1} + \frac{1}{H_e \cdot 2\pi \cdot r_3 \cdot L_1}} = 4.455 \frac{W}{K}$$

U2 (1/R2)

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{H_i \cdot A_6} + \frac{x}{k_{cobre} \cdot A_6} + \frac{R_{tc}}{A_6} + \frac{x}{k_{cobre} \cdot A_3} + \frac{1}{H_e \cdot A_3}} = 1.293 \frac{W}{K}$$

U6 (1/R6)

Para el **cálculo de Ha** (coeficiente pelicular en el espacio entre el agua y la tapa) es necesario determinar Ra, para lo cual se evalúa las propiedades a la temperatura media:

$T_{agua} = 349.5K (76.5^\circ C)$	Temperatura del agua en la olla
$T_{it} = 343K (70^\circ C)$	Temperatura interna de la tapa (asumido)
$T_m = \frac{T_{agua} + T_{it}}{2} = 346.25K$	Temperatura media
$L_2 = 0.02m$	Espacio entre el agua y parte interna de la tapa

Propiedades del aire a Tm:

$k = 30 \times 10^{-3} W/m.^{\circ}C$	Conductividad térmica
$\nu = 20.92 \times 10^{-6} m^2/seg$	Viscosidad cinemática

$Pr = 0.7$	Número de Prandtl
$\alpha = 29.9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$	Difusividad térmica
$\beta_{ace} = 1/Tm = 2.888 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$	Coefficiente de expansión térmica

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{agua} - T_{it}) \cdot L^3}{\alpha \cdot \nu} = 2.353 \times 10^3 \text{ Número de Rayleigh}$$

$Nu = 0.069 \cdot Ra^{1/3} \cdot Pr^{0.074} = 0.894$ Correlación para una cavidad horizontal con un fluido en convección libre⁸

$$Ha = \frac{Nu \cdot k}{L} = 1.341 \frac{W}{m^2 K}$$

Para el **cálculo de $H_{\infty t}$** (coeficiente pelicular sobre la tapa de la olla, de vidrio) se considera la temperatura ambiente del aire es de 23°C:

$v = 1 \text{ m/s}$	Velocidad del viento
$k = 26.3 \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Conductividad térmica del aire
$\nu = 15.89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$	Viscosidad cinemática
$Pr = 0.707$	Número de Prandtl
$xt = 0.004 \text{ m}$	Espesor de la tapa de la olla
$k_{vidrio} = 1.4 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Conductividad térmica del vidrio (tapa)

$Nu = 0.453 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} = 39.366$ Correlación para flujo laminar sobre una placa⁹

$$H_{\infty t} = \frac{Nu \cdot k}{D3} = 6.847 \frac{W}{m^2 K}$$

$$U6 = \frac{1}{\frac{1}{Hi \cdot A6} + \frac{1}{Ha \cdot A6} + \frac{xt}{k_{vidrio} \cdot A6} + \frac{1}{H_{\infty t} \cdot A6}} = 0.019 \frac{W}{K}$$

Admitancias de las pérdidas por los lados del intercambiador hacia el ambiente

Propiedades

⁸ INCROPERA, Frank; DEWITT, David. 1999. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4a ed. México. Prentice Hall. Pp 510

⁹ INCROPERA, Frank; DEWITT, David. 1999. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4a ed. México. Prentice Hall. Pp 358

$Rtc2 = 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$	Resistencia térmica de contacto entre el tol y la lana de vidrio
$Rtc3 = 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$	Resistencia térmica de contacto entre la lana de vidrio y la chova
$ktol = 80.2 \text{ W}/\text{mK}$	Conductividad térmica del tol
$klanav = 0.038 \text{ W}/\text{mK}$	Conductividad térmica de la lana de vidrio
$kchova = 0.13 \text{ W}/\text{mK}$	Conductividad térmica del la chova

U3 (1/R3)

Para el **cálculo de $H_{\infty c}$** (coeficiente pelicular en los lados del cilindro del intercambiador) se utiliza las mismas propiedades que para $H_{\infty t}$.

$$Re = \frac{v \cdot Dech}{\nu} = 1.707 \times 10^4$$

Correlación de Hilpert¹⁰ (Flujo alrededor de un cilindro):

$C = 0.193$ $m = 0.618$ Constantes, dependen de Re

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} = 70.932$$

$$H_{\infty c} = \frac{Nu \cdot k}{Dech} = 6.879 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$U3 = \frac{1}{\frac{1}{He \cdot 2\pi \cdot r2 \cdot Lo} + \frac{\ln(r1/r2)}{2\pi \cdot ktol \cdot Lo} + \frac{Rtc2}{2\pi \cdot r1 \cdot Lo} + \frac{\ln(rich/r1)}{2\pi \cdot klanav \cdot Lo} + \frac{Rtc3}{2\pi \cdot rich \cdot Lo} + \frac{\ln(rech/rich)}{2\pi \cdot kchova \cdot Lo} + \frac{1}{H_{\infty c} \cdot 2\pi \cdot rech \cdot Lo}} = 0.176 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

U4 (1/R4)

Para el **cálculo de $H_{\infty b}$** (coeficiente pelicular en la base del intercambiador hacia el ambiente) se utiliza las mismas propiedades que para $H_{\infty t}$.

$xtol = 0.0006\text{m}$	Espesor del tol
$xlanav = 0.01\text{m}$	Espesor del la lana de vidrio
$xchova = 0.005\text{m}$	Espesor de la chova

$Re = 1.707 \times 10^4$ Es el mismo valor que para $H_{\infty c}$, ya que es el mismo diámetro

$Nu = 0.453 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} = 57.721$ Correlación para flujo laminar sobre una placa (Incropera pp. 358)

$$H_{\infty b} = \frac{N \cdot k}{Dech} = 5.113 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

¹⁰ INCROPERA, Frank; DEWITT, David. 1999. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4a ed. México. Prentice Hall. Pp 369

$$U4 = \frac{1}{\frac{1}{He \cdot A2} + \frac{xtol}{k \cdot tol \cdot A2} + \frac{Rtc2}{A2} + \frac{xlanav}{k \cdot lanav \cdot A2} + \frac{Rtc3}{A2} + \frac{xchova}{k \cdot chova \cdot A2} + \frac{1}{H\infty b \cdot A2}} = 0.075 \frac{W}{K}$$

U5 (1/R5)

El coeficiente pelicular $H\infty a$ está asociado con el aire sobre el ánulo. Es el mismo coeficiente que actúa sobre la tapa: $H\infty a = H\infty t$.

$$H\infty a = 6.847 \frac{W}{m^2 K}$$

$Rtc4 = 5 \times 10^{-4} m^2 \cdot K / W$ Resistencia térmica de contacto entre el tol y la chova (pues en el anillo no es posible ubicar lana de vidrio por el reducido espacio)

$$Aanillo = \frac{\pi \cdot Dech^2}{4} - \frac{\pi \cdot D3^2}{4} = 0.04 m^2 \text{ Área del ánulo}$$

$$U5 = \frac{1}{\frac{1}{He \cdot Aanillo} + \frac{xtol}{k \cdot tol \cdot Aanillo} + \frac{Rtc4}{Aanillo} + \frac{xchova}{k \cdot chova \cdot Aanillo} + \frac{1}{H\infty a \cdot Aanillo}} = 0.202 \frac{W}{K}$$

4.3.5 CÁLCULO DE POTENCIAS

Definición de coeficientes

$Ue = U1 + U2 = 5.748 W/K$	Coef. global de transf. de calor, de entrada en la olla
$U6 = 0.019 W/K$	Coef. global de transf. de calor, de salida en la olla
$Up = U3 + U4 + U5 = 0.453 W/K$	Coef. global de transf. de calor, de pérdidas en el intercambiador

Mediante un proceso iterativo se obtiene la temperatura del agua y se la reemplaza en las fórmulas anteriores, hay que tomar en cuenta que las propiedades termofísicas cambian con la temperatura. Se deber iterar hasta que la temperatura del aceite sea $93^\circ C$, puesto que ya ha sido calculada anteriormente, pues viene del colector.

$Ta = 23^\circ C$	Temperatura ambiente, constante
$Tagua = 76.5^\circ C$	Temperatura del agua, este valor se modifica hasta que $Tace$ se iguale a $93^\circ C$

Mediante un balance de potencias obtenemos una expresión donde despejamos $Tace$ para igualarla a $93^\circ C$:

$$\text{Potencia Entrada en la olla} + \text{Perd. Intercambiador} = \text{Ganancia en el colector}$$

$$(Tace - Tagua) \cdot Ue + (Tace - Ta) \cdot Up = 126.51 W$$

Potencia que viene del colector, constante $126.51 W$

Despejando,

$$T_{ace} = \frac{126.51 + T_a \cdot U_p + T_{agua} \cdot U_e}{U_e + U_p} = 93^\circ C \text{ Temperatura del aceite}$$

$Q_e = (T_{ace} - T_{agua}) \cdot U_e = 94.8W$	Potencia de entrada en la olla
$Q_s = (T_{ace} - T_a) \cdot U_6 = 1.349W$	Potencia de salida en la olla, hacia la tapa
$Q_p = (T_{ace} - T_a) \cdot U_p = 31.71W$	Pérdidas hacia los lados del intercambiador
$Q_t = Q_e - Q_s = 93.451W$	Potencia efectiva en la olla

4.3.6 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA

Con el área del colector de $1.1m^2$ y una radiación de $850 W/m^2$ la eficiencia es:

$$\eta = \frac{Q_t \cdot 100}{G_T \cdot A_c} = 9.995\%$$

Se ha calculado además la eficiencia con agua como fluido térmico, con la cual $Q_t=97.708W$:

$$\eta = \frac{Q_t \cdot 100}{G_T \cdot A_c} = 10.45\%$$

4.4 VALORACIÓN ECONÓMICA

Dada una inversión I en el equipo equivalente a \$689.6, sin contar instrumentación que se requiere sólo para fines de experimentación, considerando el *Costo* de un cilindro de gas que se consumiría mensualmente (\$2.5), la tasa interna de retorno, $TIR=I/Costo$, nos resultaría aproximadamente un período de 23 años de recuperación de la inversión.

La magnitud de beneficios en la ejecución del presente proyecto para el usuario, no se enmarca en el sentido económico como tal, sino en el disponer de alimentos cocinados como factor indispensable de sobrevivencia especialmente en zonas rurales de difícil acceso en donde sería casi imposible conseguir gas licuado de petróleo de uso doméstico u otro combustible como leña.

Descripción	Costo unit.	Cant.	Total	Observ.
Ductolon	3.70	2	7.40	Tubo
Lana de vidrio (5 cm)	6.35	1	6.35	Plancha
Lana de vidrio (3 cm)	4.70	1	4.70	Plancha
Neplo HG 1/2"x3"	0.35	4	1.40	-
Neplo HG 1/2"x50cm	2.50	1	2.50	-
Neplo HG 1/2"x1"	0.30	4	1.20	-

Neplo HG 1/2"x10"	1.50	2	3.00	-
Neplo HG 1/2"x2"	0.35	2	0.70	-
Neplo HG 1/2"x4"	0.50	2	1.00	-
Tubo HG 1/2"x6m (5,70 Kg)	16.20	1	16.20	-
Codo HG 1/2"x90º	0.36	5	1.80	-
Codo HG 1/2"x90º	0.25	2	0.50	-
Tee HG 1/2"	0.40	3	1.20	-
Universal HG 1/2"	0.70	1	0.70	-
Unión HG 1/2"	0.30	2	0.60	-
Unión HG 1/2"	1.10	2	2.20	-
Tapón 1/2"	0.30	3	0.90	-
Brocha 1"	0.30	1	0.30	-
Cemento de contacto	0.75	2	1.50	-
Embudo grande	1.50	1	1.50	-
Silicona ABRO	1.10	1	1.10	-
Cortadora	8.00	1	8.00	-
Llave de paso	2.50	1	2.50	-
Roscado tubo HG 1/2"	1.00	5	5.00	-
Estructura del colector	80.00	1	80.00	-
Placa del colector de aluminio	150.00	1	150.00	-
Plastico cobertor 2mx2m	1.00	2	2.00	-
Plastico negro 1,50 m	1.30	6.5	8.45	-
Diluyente	1.30	1	1.30	Litro
Esmalte Ultra Gris perla1/32Gal	0.90	2	1.80	-
Tubo de caucho 1/4", abrazaderas	8.90	1	8.90	-
Vidrio 4mm, 0.8x1.70m	10.00	2	20.00	-
Aceite térmico Texatherm 46	15.00	3	45.00	Galón
Plancha de cobre 0,6mm	220.00	0.5	110.00	Plancha
Recipiente encamisado	43.00	1	43.00	-
Masilla epóxica Rally	2.00	1	2.00	-
Sporte metálico para olla	25.00	1	25.00	-
Silicón	4.90	1	4.90	-
Transporte	25.00	1	25.00	-
Tapa de vidrio de la olla	10.00	1	10.00	-
Otros (copias, impresiones, etc)	80.00	1	80.00	-
Subtotal Equipo			689.60	

Instrumentación

Termocupla tipo K	3.50	3	10.50	-
Piranometro digital	193.00	1	193.00	-
Termómetro bimetálico WIKA T130	69.06	2	138.12	-
Multímetro digital	10.00	1	10.00	-
Subtotal Instrumentación			351.62	-

TOTAL

\$ 1041.22

5. RESULTADOS

5.1 INSTRUMENTOS DE MEDIDA

Para el monitoreo de la potencialidad solar a lo largo del período de ejecución del proyecto hemos descargado los datos de la Estación Meteorológica de propiedad privada, ubicada en el sector “Época”

Para el monitoreo puntual hemos adquirido dos termómetros bimetálicos marca WIKA, un multímetro digital con opción para medir temperatura, tres termocuplas tipo K, un Piranómetro digital.

5.2 MONITOREO DE LA POTENCIALIDAD SOLAR EN LA CIUDAD DE LOJA

Durante el período de ejecución del proyecto, se obtuvieron las siguientes graficas de la radiación solar mensual:

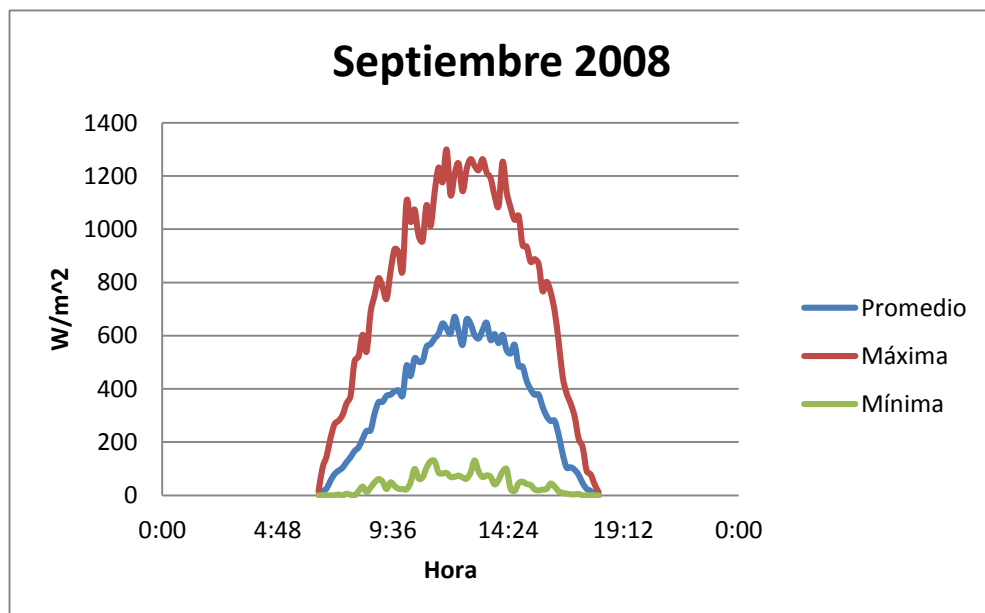


Fig. 9: Gráfica de radiación del mes de Septiembre 2008

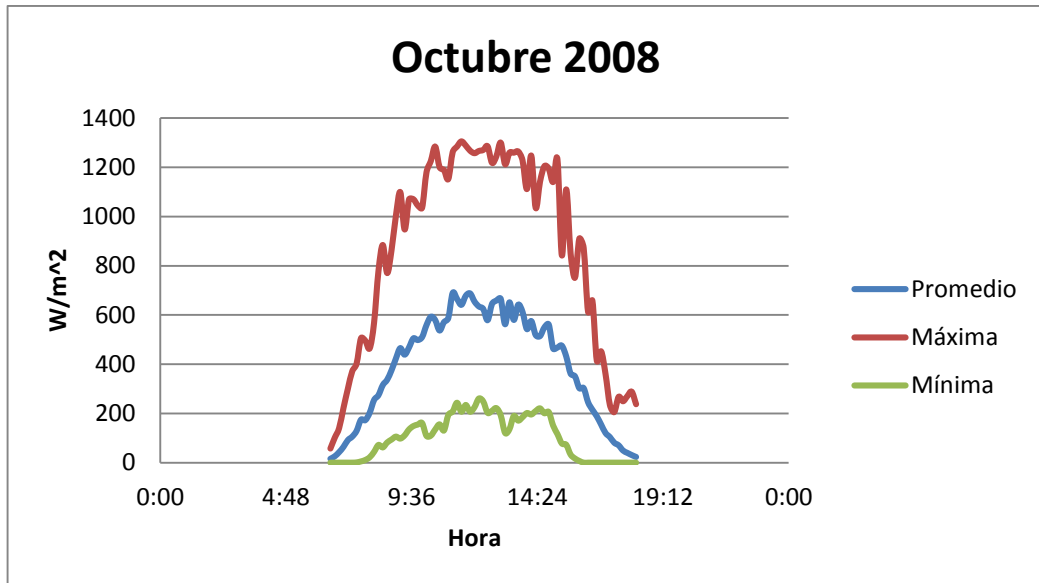


Fig. 10: Gráfica de radiación de mes de Octubre 2008

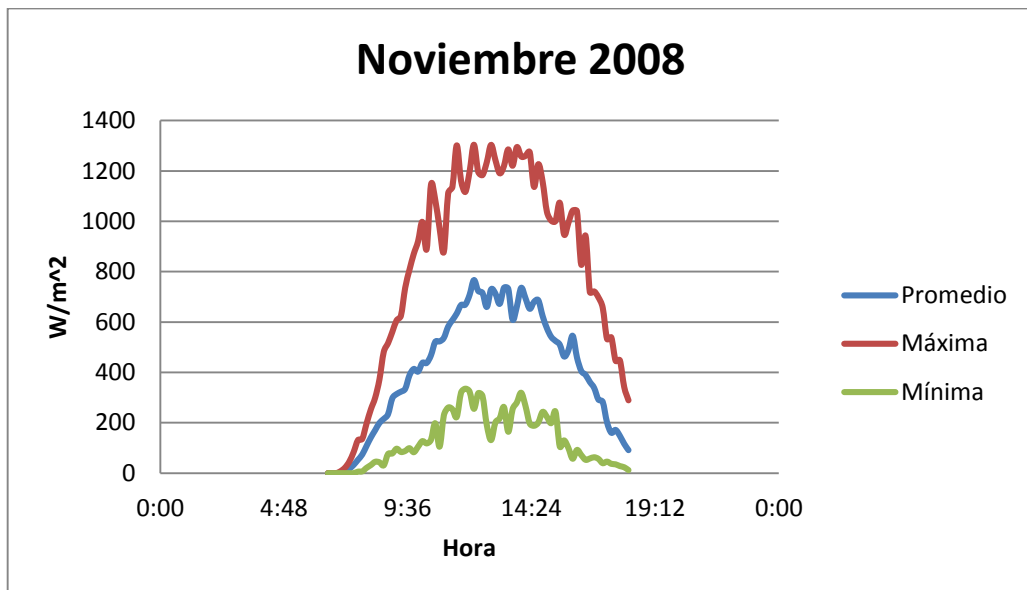


Fig. 11: Gráfica de radiación del mes de Noviembre 2008

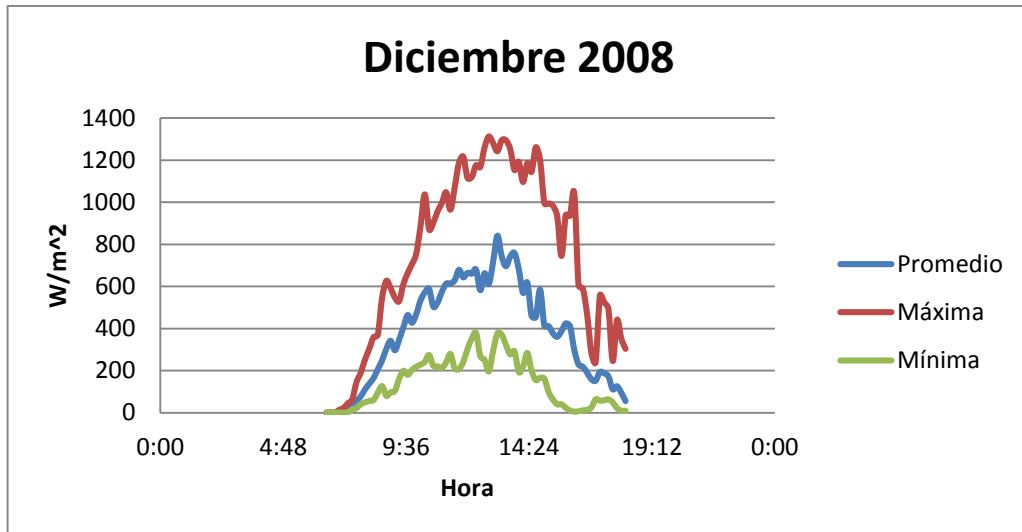


Fig. 12: Gráfica de radiación mes Diciembre 2008

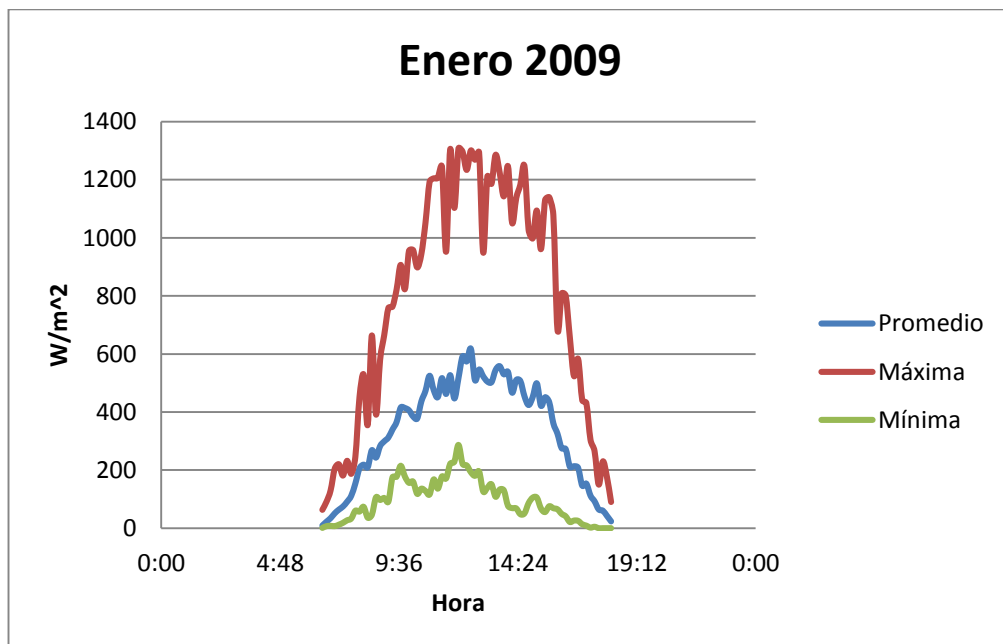


Fig. 13: Gráfica radiación mes Enero 2009

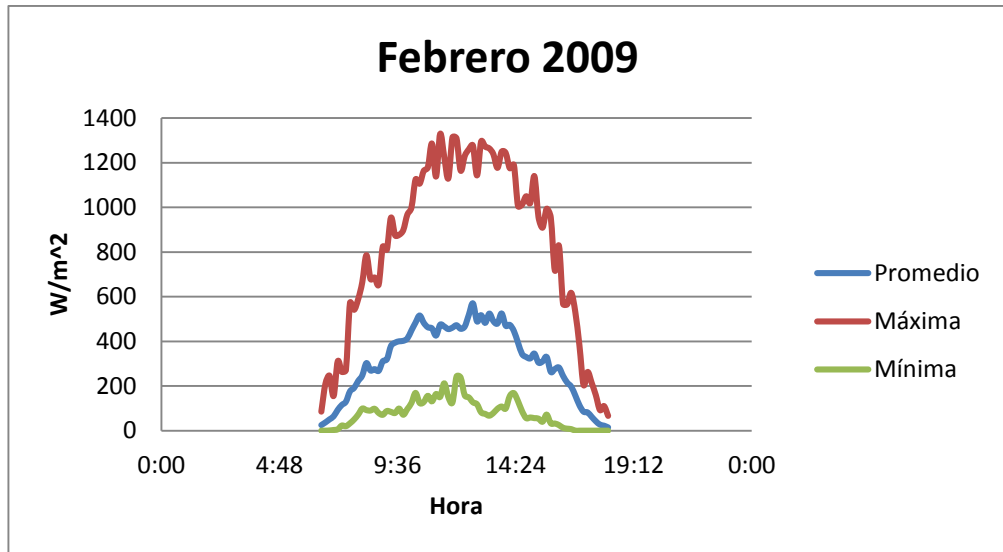


Fig. 14: Gráfica radiación mes Febrero 2009

Para cada uno de los meses antes descritos en las gráficas a continuación se presenta su respectivo promedio de energía solar irradiada (el trabajo de monitoreo con datos descargados de la estación meteorológica se encuentran en formato digital para cualquier requerimiento)

A continuación en la Tabla 11 se muestran los resultados de la irradiancia calculada en base a datos obtenidos mediante la estación meteorológica.

Tabla 11: Promedio de la irradiancia solar durante el periodo de ejecución del proyecto

Mes	Septiembre 2008	Octubre 2008	Noviembre 2008	Diciembre 2009	Enero 2009	Febrero 2009
Irradiancia KWh/m ² dia	4.25	4.66	4.90	4.55	3.98	3.73

5.3 MONITOREO Y CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA COCINA

5.3.1 PROCEDIMIENTO

Hemos realizado las pruebas basándonos en gran parte en el estándar de la asociación americana de ingenieros agrónomos¹¹ para monitorear cocinas solares.

5.3.1.1 Cálculo de la potencia de cocción

El cambio en la temperatura del agua por cada 10 minutos (600 segundos) debe ser multiplicado por la masa y el calor específico del agua contenida en la olla. Este producto se divide para los 600 segundos:

$$P_i = (T_2 - T_1) \times C_p \times M / 600$$

Donde:

P_i : = Potencia de cocción (W).

T_2 : = Temperatura final del agua.

T_1 : = Temperatura inicial del agua.

M : = Masa del agua (Kg).

C_p : = Calor específico del agua (4186 J/Kg°C)

5.3.1.2 Cálculo de promedios por intervalos

La radiación media, temperatura ambiente y temperatura del agua deben ser determinadas en cada intervalo.

5.3.1.3 Estandarización de la potencia de cocción

La potencia de cocción en cada intervalo debe ser corregida para una radiación estándar de 700 W/m², multiplicándola por 700 y dividiéndola para la radiación media durante el intervalo correspondiente.

$$P_s = P_i \times 700 / G$$

Donde:

P_s : = Potencia de cocción estandarizada (W).

P_i : = Potencia de cocción para de un intervalo (W).

G : = Radiación media en el intervalo (W/m²).

¹¹ Testing and Reporting Solar Cooker Performance, ASAE (American Society of Agricultural Engineers).

5.3.1.4 Diferencia de temperaturas

Se debe restar la temperatura ambiente de la temperatura del agua en cada intervalo.

$$T_d = T_{H_2O} - T_a$$

5.3.1.5 Graficado y regresión

Se debe graficar la diferencia de temperaturas T_d en X contra la potencia estandarizada P_s en Y. Luego mediante una regresión lineal debemos encontrar la ecuación de la gráfica que es de la forma $P_s = a + bT_d$.

5.3.1.6 Presentación del resultado

Como un estándar, debemos calcular la potencia de cocción mediante la ecuación lineal calculada anteriormente con una $T_d = 50^\circ\text{C}$.

5.3.2 MONITOREO DE LA COCINA CON ACEITE COMO FLUIDO TÉRMICO

Ejemplo de monitoreo y cálculos para un día:

Tabla 12: Ejemplo de monitoreo de la cocina solar con aceite como fluido térmico

17 Feb 2009, Inicio: 10:48										
No.	Ta (°C)	TH2O (°C)	Tc (°C)	Tf (°C)	Tp (°C)	G (W/m2)	Pi (W)	Td (°C)	Ps (W)	n
1	23	38	83	30	91	1010	153.5	15	106.4	15.2
2	23	49	89	43	89	1030	153.5	26	104.3	14.9
3	23	60	90	60	88	1050	125.6	37	83.7	12.0
4	23	69	90	68	93	1048	69.8	46	46.6	6.7
5	23	74	91	73.5	96	1045	55.8	51	37.4	5.3
6	23	78	93	78	97	1120	41.9	55	26.2	3.7
7	23	81	94	80	100	1060	41.9	58	27.6	3.9
8	23	84	94.5	84	103	1055	27.9	61	18.5	2.6
9	23	86	97	86	106	1020	14.0	63	9.6	1.4
10	23	87	94	87	103	960	0.0	64	0.0	0.0
11	23	87	99	89	108	1090	14.0	64	9.0	1.3
12	23	88	101	90	111	1049	41.9	65	27.9	4.0
13	23	91	101	91	112	970		68	0.0	0.0

A continuación se presenta en la Tabla 13 los resultados de la potencia estandarizada (Ps) y la diferencia de temperatura entre el agua y el ambiente:

Tabla 13: Datos de potencia estandarizada y Diferencia de temperatura agua-ambiente de las pruebas realizadas con fluido térmico aceite.

No	Td	Ps
1	15	106.4
2	17	105.2
3	20	105.6
4	22	103.1
5	26	104.3
6	27	103.0
7	29	100.0
8	30	98.0
9	32	97.0
10	35	93.0
11	36	88.0
12	37	83.7
13	39	82.0
14	42	75.0
15	45	70.0
16	46	46.6
17	47	40.0
18	48	39.0
19	51	37.4
20	53	30.0
21	55	26.2
22	57	26.1
23	58	27.6
24	59	25.0
25	60	24.0
26	61	18.5
27	62	10.0
28	63	9.6
29	64	0.0
30	64	9.0

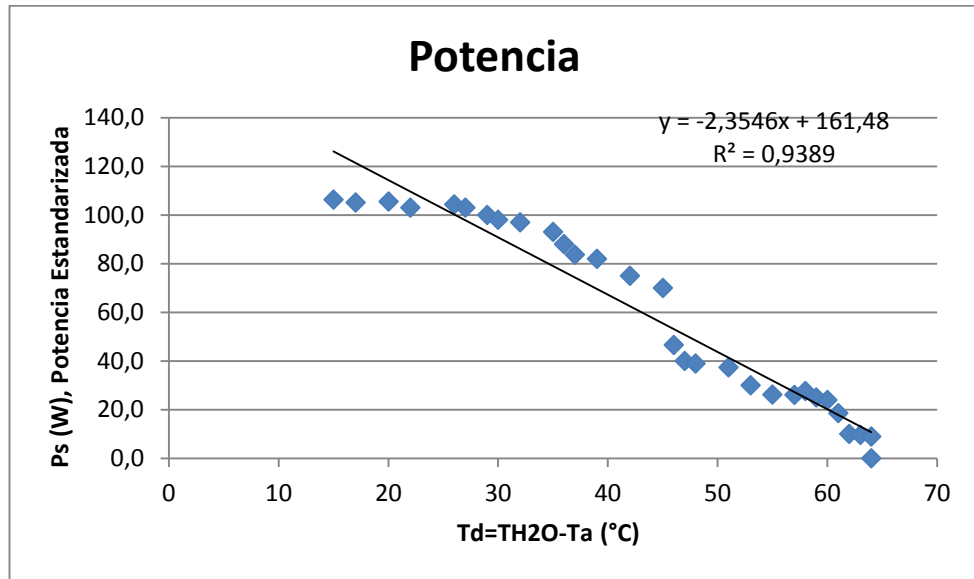


Fig. 15: Gráfica de la Potencia de la cocina solar con aceite como fluido térmico

El valor de la potencia se determina al evaluar una T_d de 50 en la ecuación de la regresión lineal:

$$P = -2.354 \times 50 + 161.4 = 43.7 \text{ W}$$

Se ha realizado la cocción de varios alimentos: huevos, fideos, sopas, arroz, etc.

Con el objetivo de contrastar los datos, hemos realizado además pruebas con agua como fluido térmico:

5.3.3 AGUA COMO FLUIDO TÉRMICO

Se ha realizado las pruebas en el mes de diciembre de 2008 los días: 11, 12, 13, 17, 18, 19, 23, 26, 27.

Ejemplo de monitoreo y cálculos para un día:

Tabla 14: Ejemplo de monitoreo de la cocina solar con agua como fluido térmico

17 Dic 2008, Inicio: 11:25										
No.	Ta (°C)	TH2O (°C)	Tc (°C)	Tf (°C)	Tp (°C)	G (W/m2)	Pi (W)	Td (°C)	Ps (W)	n
1	21	32	42	34	35	954	83,7	11	61,4	8,8
2	22	38	50	43	53	985	55,8	16	39,7	5,7
3	23	42	57	52	53	928	181,4	19	136,8	19,5
4	23	55	63	59	61	962	97,7	32	71,1	10,2
5	23	62	69	65	74	894	83,7	39	65,6	9,4
6	25	68	73	70	80	929	83,7	43	63,1	9,0
7	23	74	76,5	74	83	860	41,9	51	34,1	4,9
8	23	77	80	75	85	858		54		

A continuación en la Tabla 15 se presenta los resultados de la potencia estandarizada (Ps) y la diferencia de temperatura entre el agua y el ambiente:

Tabla 15: Datos de potencia estandarizada y diferencia de temperatura agua-ambiente de las pruebas realizadas con agua como fluido térmico

No	Td	Ps
1	8	79,0
2	9	93,0
3	11	61,4
4	12	69,8
5	15	90,3
6	16	39,7
7	17	68,9
8	18	95,6
9	19	136,8
10	22	79,0
11	23	60,0
12	27	68,0
13	29	68,2
14	30	43,4
15	31	95,7
16	32	71,1
17	34	63,6
18	39	65,6
19	41	61,4
20	43	63,1
21	45	26,5
22	46	51,4
23	47	41,5
24	50	28,1
25	51	34,1

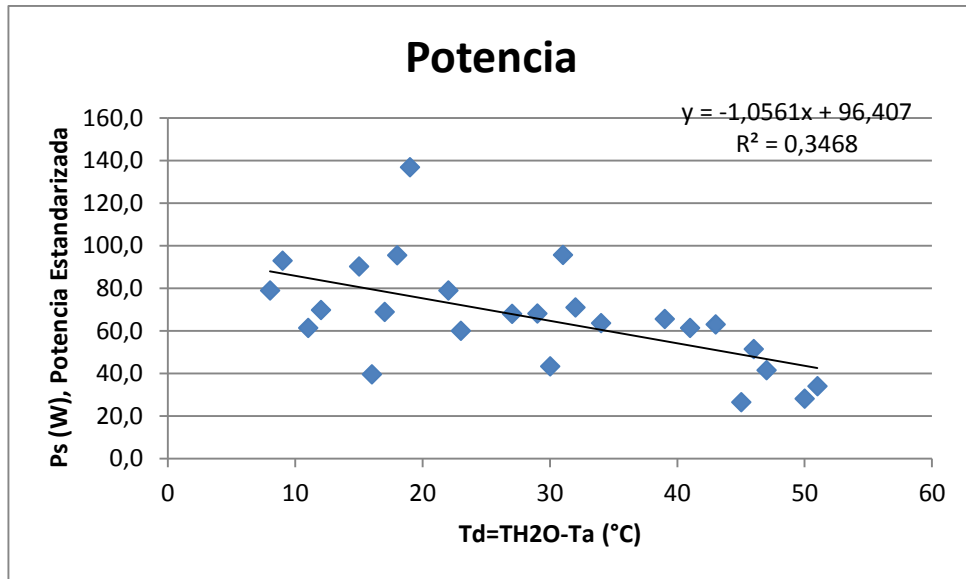


Fig. 16: Gráfica de potencia de la cocina solar con agua como fluido térmico

El valor de la potencia se determina al evaluar una Td de 50 en la ecuación de la regresión lineal:

$$P = -1.056 \times 50 + 96.4 = 43.6 \text{ W}$$

6. DISCUSIÓN

Según los datos de radiación la cocina solar es aplicable en la ciudad de Loja por periodos puntuales de tiempo, no continuos, debido a la nubosidad en determinadas épocas del año. El promedio de radiación es de 4,345 KWh/m²dia, aunque en meses como enero y febrero se obtuvo valores bajos: 3.98 y 3.73 respectivamente.

Según el monitoreo las condiciones con agua y con aceite como fluido térmico son iguales, según el modelo matemático hay una pequeña ventaja para el agua. Sin embargo el aceite permite mejorar las condiciones de proceso ya que no se evaporará, además ayuda a evitar la corrosión en las paredes internas de la tubería de hierro galvanizado y tiene una mayor vida útil, por lo cual es justificable su uso.

En cuanto al rendimiento, este aumenta mientras más baja es la diferencia de temperatura con respecto al ambiente. Por esta razón la potencia en los primeros instantes de monitoreo es mayor que cuando el aceite alcanza temperaturas elevadas. Es decir las pérdidas son menores. Por el contrario, al aumentar la temperatura del aceite, el rendimiento decrece.

El cálculo y diseño se dio en el plazo programado, sin embargo el mayor inconveniente radica en que la mayoría de la información está en inglés y en algunos casos es pagada, además las correlaciones de transferencia de calor son aplicadas en condiciones muy específicas, por lo cual la revisión de literatura es muy extensa y tediosa.

La construcción de la cocina solar ha durado un alrededor de 4 meses ya que algunos materiales como el cobre y aceite térmico; e instrumentos como el piranómetro y los termómetros bimetálicos no se venden en la localidad. Sin embargo se la ha realizado tomando en cuenta todos los parámetros considerados en el diseño.

7. CONCLUSIONES

- ❖ A través de una extensa revisión bibliográfica y análisis del sistema propuesto se ha determinado el modelo matemático con sus parámetros de diseño para luego proceder a la construcción de la cocina solar. Hemos obtenido una potencia de 43.7W aplicando la norma ASAE para monitoreo de cocinas solares.
- ❖ Mediante la adquisición de datos a través de una estación meteorológica se ha determinado la potencialidad solar en la ciudad de Loja durante los meses de desarrollo del proyecto, septiembre de 2008 a febrero de 2009, obteniendo la radiación (W/m^2) en periodos de 10 minutos, en cada intervalo tenemos el promedio, valores máximos y mínimos. En cuanto a irradiancia (KWh/m^2 día) tenemos el total diario y el promedio mensual. Obteniéndose en los meses de monitoreo un promedio de 4.345 KWh/m^2 día.
- ❖ El fluido térmico ayuda a mejorar las condiciones de proceso. Es así que el aceite posee una prolongada vida útil, lo cual nos evitaría realizar su cambio en periodos de tiempo de 6 años. Además proporciona una buena estabilidad térmica porque su punto de ebullición está sobre los $200^{\circ}C$. En nuestro caso hemos utilizado aceite térmico mineral Texatherm 46.
- ❖ Se ha calculado y diseñado la cocina solar, considerando una demanda de 2 litros de agua para una familia de 4 personas. Requiriendo un colector solar de placa plana de $1.1m^2$ de área, y un recipiente enchaquetado que actúa como intercambiador de calor (y tanque de acumulación térmica) entre en aceite y los alimentos que se encuentran en una olla de cobre. El tanque de acumulación nos permite cocinar en horas del día con nubosidad.
- ❖ En base al diseño hemos realizado la construcción de la cocina con un colector solar con placas y tubos de aluminio, carcasa de tol galvanizado debidamente aislado con lana de vidrio, cubierta de vidrio, recipiente enchaquetado de tol galvanizado en su recipiente exterior y cobre en su recipiente interior para permitir una efectiva transferencia de calor hacia la olla que también es de cobre. El intercambiador y en colector están conectados con tubería de hierro galvanizado aislada con espuma de polietileno.

8. RECOMENDACIONES

- ❖ Se podría continuar el proceso investigativo a través de una tesis que proponga mejorar el sistema mediante la implementación de un tanque de acumulación térmica independiente del intercambiador, cuyo diseño contemplaría el almacenamiento térmico para cocinar en las noches.
- ❖ Para mejorar la captación de energía en el colector se podría implementar placas reflectoras planas a los lados.
- ❖ No se aconseja el uso de este tipo de cocinas en lugares donde la velocidad del viento sea relativamente alta puesto que esto incrementa considerablemente las pérdidas de calor en el sistema.
- ❖ En las horas de nubosidad se recomienda tapar el colector para mantener la acumulación térmica por más tiempo.
- ❖ Para el monitoreo se debe utilizar un Piranómetro, no es aconsejable basarse en cálculos de radiación con modelos matemáticos puesto que estos dependen de un factor k (nubosidad) tomado visualmente.

9. BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

1. ASHRAE. 2001. Fundamental Handbook. EUA. Atlanta. Cap III, Pp 11-12.
2. DUFFIE, Jhon; BECKMAN. William. 1980. Solar Engineering of Thermal Process. Segunda edición. EUA. New York. Wiley and Sons. Cap VI.
3. FERNANDEZ, Pedro. 2000. Procesos Termosolares en Baja, Media y Alta Temperatura. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria. España. Pp 1-2.
4. INCROPERA, Frank; DEWITT, David. 1999. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4a ed. México. Prentice Hall. Cap 7.
5. KERN, Donald. 1965. Procesos de Transferencia de Calor. México. Cecs. Pp 714-719. Pp 90, 112, 113.
6. Mc KARTNEY, Kevin. 1980. Agua Solar Caliente. Madrid. Blume. Pp 78-88.
7. SZOKOLAY, Steven. 1979. Energía Solar y Edificación. Barcelona. Blume. Pp 30.

TESIS

8. GRASSIK, Bruce. Design and construction of a solar collector for teaching purposes (Tesis: Bachelor of Mechanical Engineering). University of Southern Queensland. Faculty of Engineering and Surveying. EUA.2006. Cap. III y VII.
9. JARAMILLO, Roberto. 1989. Análisis Térmico de Termosifones solares. (Tesis Ing. Mecánica). Guayaquil, Ecuador. Escuela Superior Politécnica del Litoral. Facultad de Ingeniería Mecánica. Cap II y III.

SITIOS WEB

10. Aceites para transferencia térmica. [en línea]
[[http:// ww.geocities.com/mecanicoweb/17a.htm](http://ww.geocities.com/mecanicoweb/17a.htm)], [Consulta: 11 Septiembre 2008].
11. Energía Solar. [en línea] [http://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa_solar], [Consulta 02 Octubre 2008]
12. Guía Técnica: Aceite térmico. [en línea]
[http://www.powermaster.com.mx/gt_aceite_termico.htm], [Consulta: 11 Septiembre 2008].

13. NASA. EEUU. Registros de Radiación solar. [<http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>], [Consulta: 25 Agosto 2008].
14. PRIMER CONGRESO ESTUDIANTIL DE MEDIO AMBIENTE Y DESARROLLO SUSTENTABLE. (8a, 2002, México) México, Universidad Iberoamericana. 2002. 38p. [Consulta 02 Julio 2008]
15. UNIVERSITY OF MASSACHUSETTS LOWELL. Solar Irradiation Database. [en línea]. Massachusetts, EEUU. [<http://energy.caeds.eng.uml.edu/fpdb/irrdatab.asp>], [Consulta: 17 Septiembre 2008].
16. VIERIA, María y otros. Experimental results of a solar cooker with Heat Storage. [En línea] Fortaleza, Brasil. Universidad Federal de Ceara, Laboratorio de Energía Solar Aplicada [Consulta: 06 Septiembre 2008].

10. ANEXOS

Propiedades del Aceite Térmico Texatherm 46

Texatherm		46
Código No		1507
	Método de prueba	
Apariencia		Ligeramente pálido
Gravedad, API	D 1298	29.9
Punto de inflamación, copa abierta, °C	D 92	210
Punto de fluidez, °C	D 97	-26
Viscosidad		
cSt a 40°C	D 445	46
cSt a 100°C	D 445	6.8
SSU a 100°F	Cálc.	237
SSU a 210°F	Cálc.	48
Índice de viscosidad	D2270	95
Temperatura de película máxima Permisible, °C		335
Propiedades a 250°C/500°F		
Conductividad Térmica, W/m°K		0.1160
Capacidad Calorífica, kJ/kg °K		2.75
Viscosidad, cSt		1.02
Gravedad Específica		0.72
Presión de vapor, mmHg		25



Fig. 17: Proceso de soldadura del interior de la chaqueta



Fig. 18: Proceso de elaboración del intercambiador



Fig. 19: Llenado de aceite térmico en el interior del equipo



Fig. 20: Cocina a prueba, se observa la diferente instrumentación: Termómetros, Piranómetro, multímetro con opción de medidor de temperatura, termocupla tipo K.



Fig. 21: Cocina solar de aceite térmico a prueba en el sector Landangui, Malacatos, Loja



Fig. 22: Estación meteorológica instalada en el sector “Época” de la ciudad de Loja