



# UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

*ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS  
NATURALES NO RENOVABLES*

*CARRERA DE INGENIERIA ELECTROMECAÁNICA*

## TÍTULO

**"CÁLCULO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CALENTADOR SOLAR DE AGUA  
CON LA UTILIZACIÓN DE ACEITE TÉRMICO EN UN PROCESO DE TERMOSIFÓN  
QUE MEJORE SU EFICIENCIA Y APROVECHE DE MEJOR MANERA LA  
POTENCIALIDAD SOLAR DEL MEDIO"**

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

## AUTORES:

**BOLÍVAR EMILIO LEÓN BRAVO**

**EMILIO PAÚL VEINTIMILLA OCAMPO**

## DIRECTOR:

**ING. JORGE LUÍS MALDONADO CORREA**

**LOJA - ECUADOR**

**2011**

## ***CERTIFICACIÓN***

Ing. Jorge Luís Maldonado Correa.

**CATEDRÁTICO DEL AREA DE ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y RECURSOS  
NATURALES NO RENOVABLES DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**

**CERTIFICA:**

Que el presente trabajo de tesis de grado titulado “Cálculo, diseño y construcción de un calentador solar de agua con la utilización de aceite térmico en un proceso de termosifón que mejore su eficiencia y aproveche de mejor manera la potencialidad solar del medio” previo a la obtención de del título de ingenieros en Electromecánica, realizado por los egresados: Emilio Paúl Veintimilla Ocampo y Bolívar Emilio León Bravo ha sido dirigido, asesorado, revisado y corregido; el mismo que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación.

**Lo certifico,**

Loja, Octubre del 2011

.....  
**Ing. Jorge Luis Maldonado Correa**

DIRECTOR DE TESIS.

## ***DECLARACIÓN DE AUTORIA***

Este trabajo de investigación y aplicación tecnológica así como todos los criterios emitidos en la presente tesis denominada: Cálculo, diseño y construcción de un calentador solar de agua con la utilización de aceite térmico en un proceso de termosifón que mejore su eficiencia y aproveche de mejor manera la potencialidad solar del medio, son responsabilidad exclusiva de los autores, que firman a continuación.

.....  
**Bolívar Emilio León Bravo**

Egdo. Ingeniería Electromecánica

.....  
**Emilio Paúl Veintimilla Ocampo**

Egdo. Ingeniería Electromecánica

## ***AGRADECIMIENTOS***

Nuestra pública e imperecedera gratitud a la ***UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA***, al equipo de profesionales y catedráticos que pertenecen al ***ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES*** especialmente de la ***CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA***, donde nos hemos formado intelectualmente y por haber aportado decisivamente con sus invalorables y sabias enseñanzas en nuestra formación académica.

Al *Ing. Jorge Luis Maldonado Correa*, Director de Tesis, por haber colaborado en la realización del presente proyecto.

A nuestros familiares, amigos y compañeros de la carrera quienes compartimos juntos muchos momentos de enseñanza, amistad y compañerismo. GRACIAS.

## ***DEDICATORIA***

*Dedico:*

El presente trabajo de tesis lo dedico a mis padres el Lic. Emilio Veintimilla y la Lcda. Julia Ocampo, ejemplo de superación y apoyo incondicional en mi vida tanto en mi formación moral y ahora profesional.

A mi hermano Luis, y especialmente a mis hermanas Paula y Daniela Alejandra, ellas dos son razones y motivos suficientes para mi esfuerzo y dedicación.

A toda mi familia y amigos que de alguna u otra manera ayudaron a cumplir con éxito uno de mis objetivos propuestos.

**EMILIO VEINTIMILLA**

*Dedico*

A mis Padres Vinicio y Rosa quienes con sus consejos, solidaridad, apoyo y abnegada fe me inculcaron el interés por superarme cada día.

A mis hermanas Patricia, Verónica y Ximena quienes me apoyaron incondicionalmente durante el transcurso de mis estudios superiores.

**BOLÍVAR LEÓN**

Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor,  
la electricidad y la energía atómica: **la voluntad.**  
Albert Einstein

# 1. RESUMEN

---

En el éxito de los sistemas de calentamiento solar de agua influyen dos factores. El primer factor es el nivel de radiación solar en el lugar de instalación del calentador de agua y el segundo factor es el diseño del colector solar. La combinación de ambos factores determina el costo del sistema. Estos costos se reducen notablemente en zonas de alta incidencia solar, los calentadores solares basan su funcionamiento en la utilización de un colector solar de placa plana, el cual mediante un fluido térmico transfiere la energía hacia el tanque de acumulación térmica a través de un intercambiador de calor.

En nuestra investigación hemos desarrollado la modelación matemática para realizar el cálculo, diseño y construcción de un calentador solar que combina dos fluidos de transferencia térmica mediante el proceso de circulación natural o termosifón, tales resultados nos han sido útiles para proceder a la construcción y monitoreo del sistema propuesto.

## ABSTRACT

In the success of the systems of solar heating of water they influence two factors. The first factor is the level of solar radiation in the place of installation of the heater of water and the second factor is the design of the solar collector. The combination of both factors determines the cost of the system. These costs decrease notably in areas of high solar incidence; the solar heaters base their operation on the use of a solar collector of badge page, which transfers the energy toward the tank of thermal accumulation through an exchange of heat by means of a thermal fluid.

In our investigation we have developed the mathematical modulation to carry out the calculation, design and operation of a solar heater that it combines two fluids of thermal transfer by means of the process of natural circulation or boiler, such results have been useful to proceed to the construction and monitored it of the proposed system.

## INDICE GENERAL

<b>CERTIFICACIÓN</b> -----	1
<b>DECLARACIÓN DE LA AUTORIA</b> -----	2
<b>AGRADECIMIENTOS</b> -----	3
<b>DEDICATORIA</b> -----	4
<b>1. RESUMEN</b> -----	5
<i>INDICE GENERAL</i> -----	6
<i>INDICE DE FIGURA</i> -----	9
<i>INDICE DE TABLAS</i> -----	10
<i>SIMBOLOGÍA</i> -----	10
<b>2. INTRODUCCIÓN</b> -----	13
<b>3. REVISIÓN DE LITERATURA</b> -----	15
<b>CAPITULO I GEOMETRIA SOLAR</b> -----	16
1.1 El Sol -----	16
1.1.1 Radiación Solar -----	16
1.2 Movimiento de la tierra respecto al sol -----	16
1.2.1 Traslación -----	17
1.2.2 Rotación -----	17
1.2.3 Nutación -----	17
1.3 Altitud, Zenit y azimut solar -----	18
1.4 Utilización de la energía solar -----	19
1.4.1 Introducción -----	19
1.4.2 Sistemas fototérmicos-----	20
1.4.2.1 Sistemas fototérmicos pasivos -----	20
1.4.2.1.1 ACS por termosifón -----	21
1.4.2.2 Sistemas fototérmicos activos.-----	21
1.4.3 Otras aplicaciones -----	21
1.4.4 Oportunidad de aprovechamiento de la energía solar -----	21
1.4.4.1 Gratuidad de la fuente de energía -----	22
1.4.4.2 Energía limpia -----	22
1.4.4.3 Ahorro de energía fósil y energía nuclear -----	22
1.4.4.4 Tecnología poco sofisticada -----	22
1.4.4.5 Densidad de flujo energético -----	23
1.4.4.6 Carácter no uniforme y discontinuo de la radiación solar-----	23
1.4.4.7 Precio de la instalación -----	24
1.4.5 Sistemas fototérmicos activos de baja temperatura -----	25
<b>CAPITULO II COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA</b> -----	<b>26</b>
2.1 Introducción -----	26
2.1.1 El absorbente -----	27
2.1.2 La cubierta transparente -----	27
2.1.3 El aislante térmico -----	28
2.1.4 El marco del colector -----	28
2.2 Funcionamiento de un colector solar de placa plana -----	29
2.2.1 Demanda energética -----	29
2.2.2 Radiación solar incidente -----	29
2.2.3 Perdidas de calor en el colector -----	30
2.2.4 Coeficiente total de transferencia de calor $U_L$ -----	30
2.2.4.1 Conductancia en la parte inferior $U_{inf}$ -----	31
2.2.4.2 Conductancia en la parte superior $U_{sup}$ -----	31

2.2.4.3 Conductancia en la parte lateral $U_{lat}$ -----	33
2.2.5 Temperatura a lo largo del tubo y factor de eficiencia del colector -----	33
2.2.6 Distribución de temperatura del agua a lo largo del tubo-----	35
2.2.7 Factor de remoción de calor -----	36
2.2.8 Eficiencia del colector solar -----	37
<b>CAPITULO III TRANSFERENCIA DE CALOR -----</b>	<b>38</b>
3.1 Introducción -----	38
3.2 Modos de transferencia de calor -----	39
3.2.1 Conducción -----	39
3.2.1.1 Flujo de calor en una pared compuesta -----	42
3.2.1.2 Flujo de calor en un cilindro -----	43
3.2.2 Convección -----	44
3.2.2.1 Números adimensionales -----	44
3.2.2.2 Correlación para convección natural en cilindros -----	45
3.2.3 Radiación -----	46
3.2.3.1 Ley de Stefan -----	47
3.2.3.2 Superficies de absorción -----	48
3.3 Intercambiadores de calor -----	49
3.3.1 Introducción -----	49
3.3.2 Coeficiente global de transferencia de calor -----	49
3.3.3 Diferencia de temperaturas media logarítmica -----	50
3.3.4 Clases de intercambiadores -----	51
<b>CAPITULO IV FLUIDOS DE TRANSFERENCIA TÉRMICA -----</b>	<b>52</b>
4.1 Definición -----	52
4.2 Aceite para la transferencia de calor -----	53
4.2.1 Como seleccionar el fluido de transferencia de calor correcto -----	53
4.2.2 Economías en la realización del proyecto y facilidad para recuperar los fluidos -----	54
4.2.3 Características de rendimiento -----	55
4.2.4 Condiciones para la utilización del aceite térmico -----	55
4.2.4.1 Estabilidad térmica -----	55
4.2.4.2 Vida útil -----	56
4.2.4.3 Salud y seguridad -----	56
4.2.4.4 Aplicaciones -----	56
4.2.5 Consideraciones para sistemas de transferencia térmica -----	56
4.2.5.1 Sistema limpio -----	56
4.2.5.2 Sellado del sistema -----	57
<b>4. MATERIALES Y MÉTODOS -----</b>	<b>58</b>
4.1 Diseño del sistema (agua) -----	58
4.1.1 Demanda de diseño con agua como fluido de trabajo -----	58
4.2 Determinación del tipo de colector solar (agua) -----	59
4.2.1 Cálculo del Área absorbente -----	59
4.2.2 Características del Absorbente -----	60
4.2.3 Características de la tubería sobre la placa -----	61
4.2.4 Fluido de trabajo -----	62
4.2.5 Cubierta transparente -----	62
4.2.6 Aislamiento térmico -----	62
4.3 Diseño matemático del colector (agua) -----	62



4.3.1 Datos	63
4.3.2 Conductancia en la parte superior del colector solar	64
4.3.3 Conductancia en la parte lateral del colector solar	65
4.3.4 Conductancia en la parte inferior del colector solar	65
4.3.5 Coeficiente global de transferencia de calor del colector solar	65
4.3.6 Eficiencia de la aleta $[F]$	65
4.3.7 Factor de eficiencia del colector solar (agua)	66
4.3.7.1 Cálculo del número de Grashof $[Gr]$	67
4.3.7.2 Cálculo del número de Nusselt $[Nu]$	67
4.3.7.3 Cálculo del coeficiente de convección $[h_a]$	67
4.3.7.4 Cálculo del factor de eficiencia del colector $[F']$	67
4.3.8 Temperatura de salida del fluido $[T_{fs}]$	67
4.3.9 Cálculo del factor de remoción de calor del colector $[F_R]$	68
4.3.10 Cálculo del calor útil del colector $[Q_u]$	68
4.3.11 Cálculo de la temperatura media de la placa $[T_{mp}]$	68
4.3.12 Cálculo de la eficiencia instantánea del colector solar $[\eta]$	69
4.4 Dimensionamiento del tanque de acumulación térmica	69
4.5 Diseño del sistema (aceite como fluido de trabajo)	70
4.5.1 Demanda de diseño con aceite térmico como fluido de trabajo	70
4.5.2 Cálculo del Área absorbente (aceite)	70
4.5.3 Fluido de trabajo (aceite)	71
4.5.4 Diseño matemático del colector (aceite)	72
4.5.4.1 Datos	72
4.5.5 Conductancia en la parte superior del colector solar (aceite)	73
4.5.6 Conductancia en la parte lateral del colector solar (aceite)	73
4.5.7 Conductancia en la parte inferior del colector solar (aceite)	74
4.5.8 Coeficiente global de transferencia de calor del colector solar	74
4.5.9 Eficiencia de la aleta $[F]$ (aceite)	74
4.5.10 Cálculo Factor de eficiencia del colector solar (aceite)	74
4.5.10.1 Cálculo del número de Grashof $[Gr]$ (aceite)	75
4.5.10.2 Cálculo del número de Nusselt $[Nu]$ (aceite)	75
4.5.10.3 Cálculo del coeficiente de convección $[h_a]$ (aceite)	75
4.5.10.4 Cálculo del factor de eficiencia del colector $[F']$ (aceite)	75
4.5.11 Temperatura de salida del fluido $[T_{fs}]$ (aceite)	76
4.5.12 Cálculo del factor de remoción de calor del colector $[F_R]$ (aceite)	76
4.5.13 Cálculo del calor útil del colector $[Q_u]$ (aceite)	76
4.5.11 Cálculo de la temperatura media de la placa $[T_{mp}]$ (aceite)	77
4.5.12 Cálculo de la eficiencia instantánea del colector solar $[\eta]$	77
4.6 Diseño del intercambiador de calor	77
4.6.1 Cálculo de la temperatura media logarítmica $[\Delta T_{ml}]$	78
4.6.2 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor $[U]$	78
4.6.2.1 Cálculo del coeficiente pelicular de T.C. externo $[h_{ex}]$ (agua)	79
4.6.2.2 Cálculo del coeficiente pelicular de T.C. interno $[h_{in}]$ (aceite)	80
4.6.2.3 Cálculo de admitancias	80
4.6.3 Cálculo de la eficiencia del intercambiador	83
4.6.4 Cálculo del volumen de aceite necesario para el colector de aceite incluido el serpentín del intercambiador	83
4.7 Análisis Económico del sistema	84

<b>5. RESULTADOS</b> .....	<b>86</b>
5.1 Monitoreo del calentador solar de agua .....	86
5.1.1 Procedimiento .....	86
<b>6. DISCUSIÓN</b> .....	<b>96</b>
<b>7. CONCLUSIONES</b> .....	<b>97</b>
<b>8. RECOMENDACIONES</b> .....	<b>98</b>
<b>9. BIBLIOGRAFÍA</b> .....	<b>99</b>
<b>10. ANEXOS</b> .....	<b>100</b>

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de ACS por termosifón .....	15
Figura 2: Movimiento de la tierra alrededor del sol .....	16
Figura 3: Rotación, Traslación y Nutación .....	18
Figura 4: Azimut, Altitud y Cenit solar .....	19
Figura 5: Componentes de un colector solar de placa plana .....	27
Figura 6: Circuito térmico de un colector solar de placa plana .....	31
Figura 7: Distribución de temperaturas en la placa de absorción .....	33
Figura 8: Balance de energía en un elemento diferencial de agua dentro del tubo ---	35
Figura 9: Curva de la eficiencia del colector .....	38
Figura 10: Transferencia de calor por conducción .....	40
Figura 11: Transferencia de calor a través de una pared plana; distribución de temperaturas y circuito equivalente .....	41
Figura 12: Circuito equivalente de una pared compuesta en serie .....	42
Figura 13: Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie .....	43
Figura 14: Clasificación de intercambiadores según su superficie .....	52
Figura 15: Formas de disposición de tubos en la placa .....	60
Figura 16: Colector con tubos tipo paralelo .....	61
Figura 17: Radiación en función de la hora (tabla 6) .....	87
Figura 18: Temperatura de salida del agua en función de la hora (tabla 6) .....	87
Figura 19: Temperatura de la placa del colector de agua en función de la hora (tabla 6) .....	88
Figura 20: Radiación en función de la hora (tabla 7) .....	89
Figura 21: Temperatura de salida del agua en función de la hora (tabla 7) .....	89
Figura 22: Temperatura de la placa del colector de aceite en función de la hora (tabla 7) .....	90
Figura 23: Radiación en función de la hora (tabla 8) .....	91
Figura 24: Temperatura de salida del agua en función de la hora (tabla 8) .....	91
Figura 25: Temperatura de la placa del colector de agua en función de la hora (tabla 8) .....	92
Figura 26: Temperatura de la placa del colector de aceite en función de la hora (tabla 8) .....	92
Figura 27: Radiación en función de la hora (tabla 9) .....	93
Figura 28: Temperatura de salida del agua en función de la hora (tabla 9) .....	94
Figura 29: Temperatura de la placa, colector de agua en función de la hora (tabla 9) .....	94
Figura 30: Temperatura de la placa, colector de aceite en función a la hora (tabla 9) .....	95
Figura 31: Soldado de la caja del colector .....	101

Figura 32: Soldado de la tubería de cobre sobre la plancha acanalada -----	101
Figura.33: Plancha colectora de cobre con su tubería acanalada y soldada -----	102
Figura 34: Tanque de almacenamiento térmico -----	102
Figura 35: Armado del equipo (tanque, tuberías auxiliares y placa colector -----	103
Figura 36: Calentador de agua instalado listo para usar -----	103
Figura 37: Equipos para el monitoreo -----	104

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Comparación de las ventajas y desventajas de los colectores solares	25
Tabla 2: Algunos coeficientes de conductividad térmico -----	40
Tabla 3: Grupos adimensionales mas comunes-----	45
Tabla 4: Rendimiento de la placa -----	60
Tabla 5: Diámetros, espesores del depósito de almacenamiento térmico y tubo del serpentín -----	80
Tabla 6: Monitoreo del calentador solar sin aceite en la máxima radiación registrada -----	86
Tabla 7: Monitoreo del calentador solar sin aceite térmico en la mínima radiación registrada-----	88
Tabla 8: Monitoreo del calentador solar con aceite térmico en la máxima radiación registrada -----	90
Tabla 9: Monitoreo del calentador solar con aceite térmico en la mínima radiación registrada -----	93

## SIMBOLOGÍA

$A$	Área [ $m^2$ ]
$A_c$	Área del colector [ $m^2$ ]
$A_{cs}$	Área del colector solar [ $m^2$ ]
$c_p$	Calor específico [ $J/KgC$ o $J/KgK$ ]
$D$	Diámetro [ $m$ ]
$E$	Energía [ $J$ ]
$F$	Eficiencia geométrica (adimensional)
$F'$	Factor de eficiencia del colector (adimensional)
$F_R$	Factor de remoción de calor (adimensional)
$Gr$	Numero de Grashof (adimensional)
$G_T$	Radiación total [ $W/m^2$ ]
$g$	Constante gravitacional [ $m/s^2$ ]
$h$	Coficiente de transferencia de calor, altura [ $W/m^2K$ ], [ $m$ ]
$h_f$	Coficiente de transferencia de calor por convección [ $W/m^2K$ ]

$h_v$	Coeficiente de transferencia de calor a través del viento [ $W/m^2K$ ]
$I$	Irradiación solar [ $W/m^2$ ]
$k$	Conductividad térmica [ $W/m^2K$ ]
$l$	Longitud, espesor [ $m$ ]
$L$	Longitud, largo, distancia [ $m$ ]
$m$	Masa [ $Kg$ ]
$\dot{m}$	Flujo másico [ $Kg/m^2s$ ]
$N$	Numero de cubiertas del colector (adimensional)
$N_U$	Numero de Nusselt (adimensional)
$Pr$	Numero de Prandtl (adimensional)
$P$	Perímetro [ $m$ ]
$q$	Energía útil (calor) [ $J/m^2$ ]
$Q_u$	Calor útil [ $W$ ]
$R$	Resistencia térmica [ $m^2K/W$ ]
$Re$	Numero de Reynolds (adimensional)
$r$	Radio [ $m$ ]
$S$	Radiación solar absorbida por unidad de área de colector. [ $W/m^2$ ]
$T$	Temperatura [ $K$ ó $°C$ ]
$t$	Tiempo [ $s$ ]
$U$	Coeficiente de transferencia de calor total [ $W/m^2K$ ]
$U_L$	Coeficiente de pérdida de calor total en el colector [ $W/m^2K$ ]
$V$	Volumen, velocidad [ $m^3$ ][ $m/s$ ]
$W$	Distancia entre tubos [ $m$ ]

## CARACTERES GRIEGOS

$\alpha$	Absortancia
$\theta$	Inclinación, ángulo
$\delta$	Declinación, espesor
$\varepsilon$	Emitancia
$\eta$	Eficiencia
$\beta$	Coefficiente de expansión térmica
$\mu$	Viscosidad dinámica
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\rho$	Densidad, reflectancia.
$\sigma$	Constante de radiación de Stefan-Boltzmann.
$\tau$	Transmitancia
$\varphi$	Difusividad térmica
$\varphi$	Incremento, diferencial

## SUNINDICES

<i>a</i>	Ambiente, aislante
<i>ac</i>	Aceite
<i>ag</i>	Agua
<i>c</i>	Colector, cubierta, caliente
<i>cs</i>	Colector solar
<i>cu</i>	Cobre
<i>e</i>	Entrada, efectiva
<i>eq</i>	Equivalente
<i>ex</i>	Exterior
<i>in</i>	Interior
<i>f</i>	Final, fluido
<i>h</i>	Fluido frío,
<i>i</i>	Entrada, interior
<i>l</i>	Logarítmica
<i>lv</i>	Lana vidrio
<i>ch</i>	Chova
<i>m</i>	Media
<i>o</i>	Salida, exterior
<i>p</i>	Placa
<i>s</i>	Salida, solar
<i>v</i>	Viento
<i>u</i>	Útil

## 2. INTRODUCCIÓN

---

Prácticamente toda la energía que llega a la tierra procede del sol. Una pequeña parte de ella se utiliza para mantener la vida orgánica en la biosfera y el resto, dejando aparte la acumulación debida al calentamiento global, se disipa al exterior. Por otro lado la diferencia de radiación solar entre las distintas zonas de la tierra a lo largo del año y la variación diaria para una zona determinada provocan los fenómenos meteorológicos y estos, la formación de corrientes y almacenes de agua. O sea que la mayor parte de las energías utilizables, exceptuando la nuclear y la geotérmica, provienen de una fuente única que es el sol. Desde un punto de vista puramente conceptual, esta es una de las razones que hacen atractiva la energía solar. En la actualidad, la estructura energética mundial se basa, en gran parte, en el consumo de las energías fósil y nuclear, dejando aparte la energía hidráulica. Esta situación conduce a la emisión de gases de efecto invernadero, la generación de residuos sólidos y líquidos, el riesgo de accidentes graves y el agotamiento paulatino de los yacimientos existentes. A fin de no llegar a situaciones insostenibles, es preciso acudir a fuentes de energía alternativas, poner a punto la tecnología que aumente su eficiencia y crear los instrumentos sociales y políticos que favorezcan su viabilidad económica. La utilización práctica de la energía solar tiene un doble objetivo: contribuir a la reducción de la emisión de gases de efecto invernadero y ahorrar en energías no renovables. Los equipos que utilizan el aprovechamiento de la energía solar se clasifican en dos grandes categorías: sistemas fototérmicos y sistemas fotovoltaicos. Los primeros se subdividen en distintos subgrupos atendiendo a su forma de trabajar, temperatura de trabajo y fluido utilizado para transportar el calor captado por los elementos colectores solares.

El contenido principal de nuestro documento gira en torno al análisis de tres puntos: 1) balance de energía en el colector solar plano, 2) pérdidas de calor en las conexiones y en el depósito de almacenamiento, y 3) circulación natural del líquido en el calentador solar. En el análisis se tiene en cuenta los parámetros más importantes que influyen en el diseño del calentador solar, tales como: radiación solar, temperatura ambiental, material de los tubos, distancia entre tubos, número de cubiertas de vidrio, material del aislante, espesor del

aislante, ubicación del depósito de almacenamiento respecto al colector y volumen del depósito de almacenamiento.

A lo largo de esta investigación se desarrollan los conceptos básicos necesarios para hacerse una idea sobre el alcance de esta tecnología, precedidos de un primer capítulo dedicado a conocimientos básicos sobre la geometría solar.

### 3. REVISIÓN DE LITERATURA

#### *Introducción: ACS por termosifón*

El equipo consiste en un captador plano conectado a un depósito; el agua circula por diferencia de densidades, sin necesitar el auxilio de ninguna bomba de circulación. Habitualmente se utiliza para obtener agua caliente sanitaria, para uso domestico unifamiliar.

Como la circulación de agua en el depósito es muy lenta comparada con su tamaño, el agua contenida en su interior estará estratificada, de forma tal que la más fría (más densa) y la más caliente (menos densa) se sitúa en la parte superior. Durante las horas de sol intenso, el agua contenida dentro del colector solar se calienta, se dilata y disminuye su densidad y asciende hasta la parte superior del depósito, mientras que el agua más fría y densa del fondo baja hasta el colector; de esta forma se establece una circulación sin necesidad de máquinas externas (convección natural) y el agua del depósito va calentándose paulatinamente. Cuando la radiación solar es insuficiente (durante la noche, días nublados, primeras horas del día, etc.), el agua del panel se enfría y su densidad aumenta, con lo cual desaparece la fuerza impulsora, el agua deja de circular y la contenida dentro del depósito se mantiene caliente. Por supuesto el depósito se aísla térmicamente, para reducir las fugas de calor al exterior. En el mercado se encuentran módulos basados en el sistema descrito, que suelen tener un a superficie de captación de unos  $2m^2$  y una capacidad de producción de ACS suficiente para satisfacer la demanda diaria de una o dos personas. Debe tenerse en cuenta que este último dato es solamente orientativo, puesto que la capacidad de producción depende de muchos factores, tales como: radiación solar diaria, calidad del colector (material) y aislamiento del depósito, temperatura del agua de red y del aire ambiente, nivel de consumo, etc

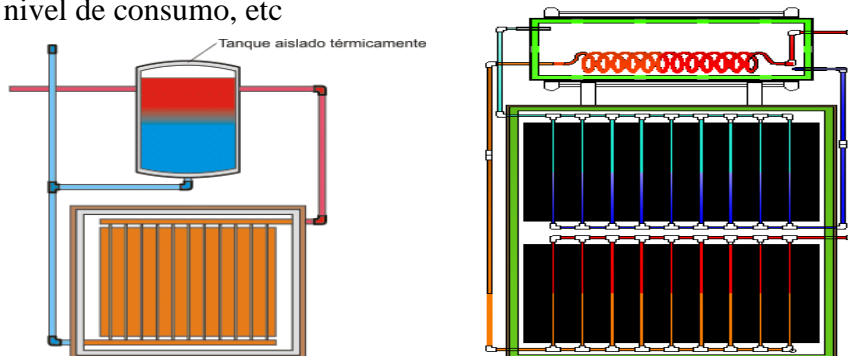


Fig.1: Esquema de ACS por termosifón



# CAPITULO I: GEOMETRIA SOLAR

## 1.1 EL SOL

El sol es la estrella luminosa más cercana a la tierra. Se formó hace cerca de 4.500 millones de años y constituye el centro de nuestro sistema planetario, ya que la tierra y otros cuerpos celestes orbitan a su alrededor. La energía que irradia esta estrella es indispensable para la vida, ya que es aprovechada por los seres fotosintéticos y mantiene los procesos climáticos que permiten la existencia de los seres humanos y del resto de las especies. De acuerdo a los astrofísicos, el sol está compuesto por el núcleo (que ocupa unos 139.000 kilómetros del radio solar y permite la verificación de las reacciones termonucleares que proporcionan la energía producida), la zona radiante, la zona convectiva, la fotosfera, la cromosfera, la corona y el viento solar (el flujo de partículas que emite la atmósfera de la estrella).

### 1.1.1 Radiación solar

La energía solar, como recurso energético terrestre, está constituida simplemente por la porción de luz que emite el Sol y que es interceptada por la Tierra. La intensidad de la radiación solar en el borde exterior de la atmósfera, considerando la distancia promedio entre la Tierra y el Sol, se llama constante solar, y su valor medio es  $1353 \text{ W/m}^2$ , la cual varía en un 0,2% en un período de 30 años. La intensidad de energía real disponible en la superficie terrestre es menor que la constante solar, siendo alrededor de  $1000 \text{ W/m}^2$ , debido a la absorción y a la dispersión de la radiación que origina la interacción de los fotones con la atmósfera. Esta porción de energía se conoce como radiación directa.

Otra parte de la energía solar que llega a la superficie de la tierra se denomina radiación difusa que es aquella energía solar reflejada por la atmósfera terrestre, en especial por las nubes.

## 1.2 MOVIMIENTO DE LA TIERRA RESPECTO AL SOL

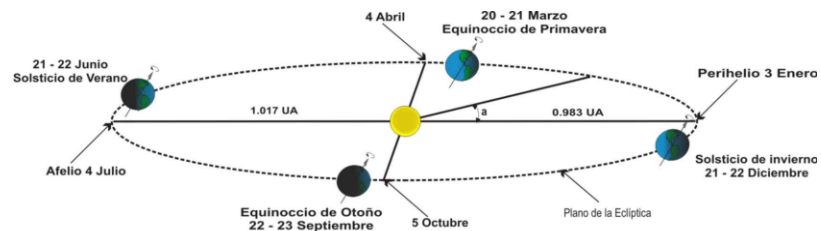


Fig.2: Movimientos de la tierra alrededor del sol

Pueden definirse tres movimientos:

### **1.2.1 Traslación.**

Donde la tierra se traslada alrededor del sol siguiendo una trayectoria elíptica, de tal manera que la distancia máxima es 1.017 veces la media y la mínima es 0.983 y este plano que contiene la trayectoria de traslación se conoce como eclíptica.

### **1.2.2 Rotación.**

Es el movimiento que realiza la tierra sobre su propio eje que pasa por los polos y que forma un ángulo de  $23^{\circ}27'$  con la normal al plano de la eclíptica y debido a esto el ángulo de incidencia de los rayos solares en la superficie de la tierra varía a lo largo del año. En verano es mayor que en invierno. Para el hemisferio norte, el mayor ángulo coincide con la posición de la tierra más alejada del sol, es cuando se produce el solsticio de verano (22 de junio); el solsticio de invierno (23 de diciembre) coincide con la distancia mínima y en las estaciones intermedias tenemos los equinoccios de primavera (21 de Marzo) y otoño (23 de septiembre).

### **1.2.3 Nutación.**

Es la oscilación periódica del polo de la tierra alrededor de su posición media en la esfera celeste, debido a las fuerzas externas de atracción gravitatoria entre la luna y el sol con la tierra. Esta oscilación es similar al movimiento de una peonza (trompo) cuando pierde fuerza y está a punto de caerse.

En el caso de la tierra, la nutación se superpone al movimiento de traslación, de forma que no sean regulares, sino un poco ondulados, los teóricos conos que dibujaría la proyección en el espacio del desplazamiento del eje de la tierra debido al movimiento de traslación. La nutación hace que los polos de la tierra se desplacen unos nueve segundos de arco cada 18,6 años.

El Sol produce otro efecto de nutación de mucha menor relevancia, con un período medio de medio año y un desplazamiento polar máximo de  $0,55''$  de arco. Los demás planetas también producen variaciones, denominadas perturbaciones, pero que carecen de importancia por su pequeño valor.

Al depender el movimiento de nutación de la estructura interna de la tierra, las discrepancias entre los valores predichos y observados proporcionan información sobre modelos para el núcleo terrestre

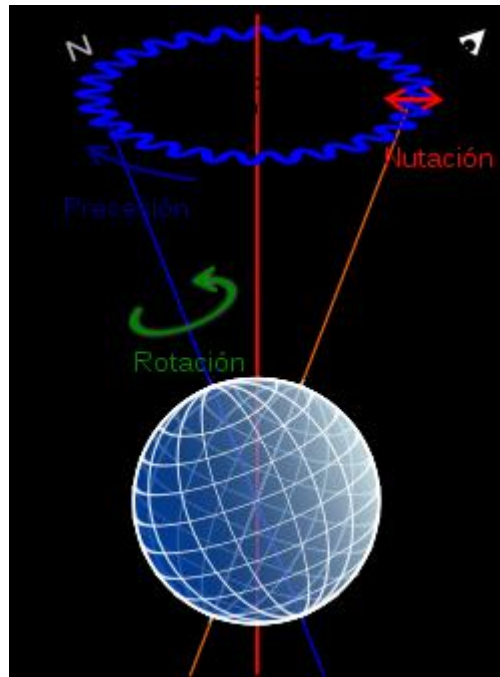


Fig. 3: Rotación, Traslación y Nutación

### 1.3 AZIMUT, ALTITUD Y CENIT SOLAR

El azimut, en la fig. 4, está representado como el ángulo "Y". Es el ángulo formado por el sol y el eje sur. Tanto la altura como el Azimut, vienen dados en una serie de tablas, que nos indican sus valores durante todos los días del año. Los colectores tienen que tener unos 2° de movilidad, para que los rayos incidan sobre ellos de forma perpendicular durante todo el día. La altura es el ángulo "x" que está formado por la posición del sol sobre la horizontal. El ángulo irá variando según la época del año, un fenómeno físico que implica la cantidad de energía que podrán asimilar los colectores solares.

Mientras que el cenit es el ángulo recto formado entre el plano horizontal y su perpendicular, por lo tanto en este punto el sol se encuentra en la posición central y más elevada con respecto de la tierra.

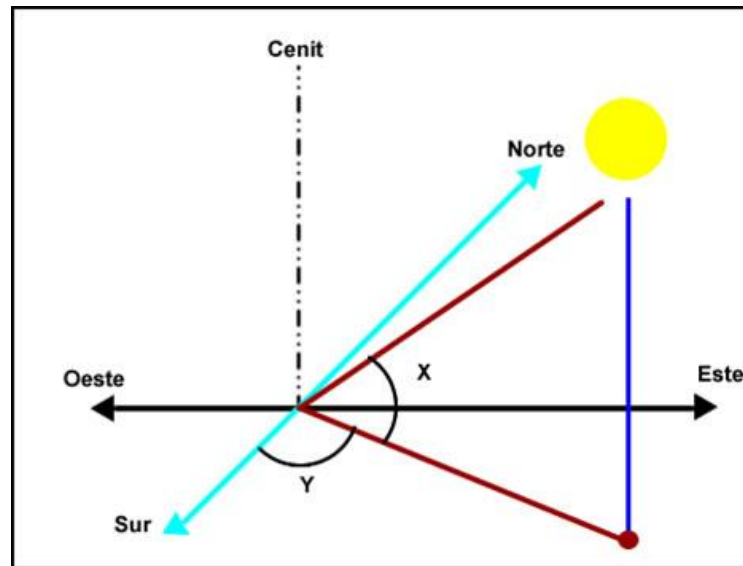


Fig. 4: Azimut, Altitud y Cenit solar

## 1.4 UTILIZACIÓN DE LA ENERGÍA SOLAR

### 1.4.1 Introducción

La principal fuente energética de la tierra es la radiación procedente del Sol; una pequeña parte de esta energía es retenida y el resto se disipa al espacio exterior. Una parte importante de esta energía retenida la utilizan los vegetales para crecer y estos la transfieren al reino animal.

A lo largo de la historia de la Tierra, parte de los vegetales y animales muertos y enterrados se han transformado en lo que se conoce como energía fósil, cuando el hombre utiliza este tipo de energía, lo que hace es consumir, en muy poco tiempo, la energía que se ha ido acumulando en la Tierra a lo largo de millones de años.

Esta energía fósil se extrae de los yacimientos mediante minas o pozos. Para que esta extracción sea viable, debe de ser tal que el precio de combustible compense los costos de explotación y distribución y que además, la energía utilizable proporcionada por el combustible, sea mayor que la energía consumida en la extracción, preparación y distribución del mismo. Su explotación y utilización debe ser viable, tanto desde un punto de vista económico como energético y además, se deberían tener en cuenta otros aspectos, como impacto ambiental, social, etc.

En general podemos resumir que el problema energético se basa en la misma demanda energética que va en aumento, casi todas las energías convencionales implican impacto ambiental y su costo es demasiado elevado y va en aumento. Este estado de cosas conduce a una situación insostenible a largo plazo y es necesario encontrar una solución, que pasa por adoptar medidas correctoras en diversos frentes como el de utilizar sistemas energéticamente más eficientes e impulsar el uso de otras fuentes de energías alternativas como lo son las energías renovables, y concretamente la solar.

### **1.4.2 Sistema fototérmicos**

Se entiende por sistema por sistema fototérmicos aquellos que utilizan la energía solar como fuente directa de calor para usos térmicos como: calefacción residencial, agua caliente sanitaria, calentamiento de fluidos a alta temperatura para su uso industrial o energético.

En general, los sistemas fototérmicos se agrupan en dos grandes categorías: sistemas pasivos y sistemas activos.

#### **1.4.2.1 Sistema fototérmicos pasivos**

En sentido estricto, se entiende por sistemas fototérmicos pasivos, aquellos que aprovechan el calor proporcionado por la energía solar sin necesitar, para conseguirlo, consumir otro tipo de energía, entendiendo por tal las energías convencionales, como por ejemplo electricidad para mover ventiladores o bombas. En realidad, conseguir este objetivo es difícil y esto hace que, en la práctica, se acepten como pasivos aquellos que presten una demanda mínima de energías convencionales.

Casi todos los sistemas pasivos se utilizan para obtener calor a baja temperatura, básicamente calefacción residencial y agua caliente sanitaria (ACS). Pocas veces aportan todo el calor demandado y requieren energía de apoyo para alcanzar los niveles de confort deseados, pero reducen sensiblemente el consumo de energía convencional.

Al no disponer de equipos de impulsión de fluidos (ventiladores y bombas), la distribución de calor se realiza por sifón térmico o bucles de convección natural, aprovechando la diferencia de densidad entre el fluido frío o caliente.

En si los sistemas fototérmicos pasivos tienen tres aplicaciones importantes como:

Techo acumulador, Invernadero adosado y ACS por termosifón.

### **1.4.2.2 Sistema fototérmicos activos**

Los sistemas fototérmicos activos son aquellos que precisan el aporte de otra energía, además de la solar, para que el sistema funcione correctamente. Por lo general esta energía auxiliar es electricidad que se consume en los motores de accionamiento de bombas y ventiladores o en los destinados a orientar los paneles solares de captación.

Estos sistemas tienen mejores prestaciones que los sistemas pasivos: mejor eficiencia (relación entre la energía captada y la energía solar incidente), obtención de temperaturas más elevadas, instalaciones de mayor potencia térmica, posibilidad de generar energía eléctrica, posibilidad de generar la misma cantidad de energía pero utilizando menos espacio (son más compactos), etc.

En función de la temperatura que se alcanza a la salida del colector, se clasifican en sistemas de baja, media y alta temperatura. Podemos citar algunos ejemplos como:

Calefacción doméstica.

Collectores cilíndrico – parabólicos.

Collectores parabólicos.

### **1.4.3 Otras aplicaciones**

Además de las aplicaciones más frecuentes descritas anteriormente, la energía solar puede aplicarse a otras finalidades no tan usuales, entre las cuales podemos mencionar las siguientes:

Secado de productos agrícolas e industriales.

Destilación de agua.

Refrigeración. (Refrigeración por absorción amoníaco – agua y bromuro de litio – agua)

Bomba de calor.

Motores solares.

### **1.4.4 Oportunidad de aprovechamiento de la energía solar**

Como cualquier otro tipo de fuente energética, la solar presenta un conjunto de ventajas e inconvenientes, de cara a su aplicación práctica, que depende de una serie de factores tales como su propia naturaleza, estado de la tecnología, escenario concreto del país, política energética, etc.

Conocido esto existen las principales características que determinan la aplicación de la energía solar.

#### **1.4.4.1 Gratuidad de la fuente energética**

El costo unitario total de una energía útil, que se define como el número de unidades monetarias que cuesta producir una unidad de tal energía, viene dado por un conjunto de costos unitarios parciales, que pueden desglosarse de forma siguiente.

Costo unitario neto del combustible, costo unitario de mantenimiento y reposiciones, costo unitario de la instalación, costo unitario del capital invertido.

En el caso de las instalaciones solares, aunque la fuente energética sea gratuita, la energía útil no lo será, pese a que persisten los costos asociados. Sin embargo, será mucho más barata que la obtenida por vías convencionales.

#### **1.4.4.2 Energía Limpia**

La principal ventaja de la energía solar, quizá la más importante, es que produce un impacto ambiental mínimo e induce un ahorro de carga contaminante a nivel global, puesto que sustituye otras fuentes energéticas fuertemente contaminantes y escasas, tales como las energías fósil y nuclear.

Debe tenerse en cuenta que erróneo pensar que la energía solar no contamina en absoluto. Para calcular el impacto ambiental ocasionado por una energía determinada, debe estudiarse el ciclo de vida de esta energía y, dentro de él, se contempla la construcción de los equipos y su mantenimiento.

En resumen, puede admitirse que la energía solar es limpia pero no totalmente limpia, puesto que, de forma indirecta, algo contamina.

#### **1.4.4.3 Ahorro de energía fósil y energía nuclear.**

No hace falta insistir en la conveniencia de ahorro en energías convencionales, puesto que ya se ha dicho con anterioridad, sólo destacar los efectos más importantes: reducción de la emisión de contaminantes, ahorro de la energía fósil (es un bien escaso), reducción de la dependencia energética de terceros y la reducción de la dependencia de la fluctuación de precios.

#### **1.4.4.4 Tecnología poco sofisticada.**

Para las instalaciones fototérmicas y en lo que afecta a la parte solar propiamente dicha, excepto en el caso de colectores concentradores, la tecnología empleada es sumamente sencilla, puesto que sólo deben efectuarse labores de colocación y fijación de los paneles colectores, conexión y aislamiento térmico de tuberías, instalación del depósito acumulador

de calor y bomba de circulación. Por lo que concierne a la instalación de calefacción y ACS, es muy parecida a cualquier otra convencional. Solamente la fase de concepción, dimensionamiento y cálculo de la instalación requiere la aplicación de ciertos conocimientos específicos, que tampoco son excesivamente complejos.

Además, en la mayoría de los casos, el sistema de control es muy sencillo y las labores de mantenimiento son simples y están al alcance de cualquier operario.

#### **1.4.4.5 Densidad de flujo energético.**

Recordemos que la constante solar es de  $1353 \text{ W/m}^2$  y que este es el valor de la radiación media anual sobre una superficie normal al sol y colocada fuera de la atmósfera. En todas las instalaciones terrestres, la radiación que llega a una superficie es claramente inferior debido a la atenuación de la atmósfera y el ángulo de incidencia sobre dicha superficie, que normalmente será menor que  $90^\circ$  (su valor es nulo antes de la salida del sol, pasa por un máximo a las 12 TSV y vuelve a anularse a la puesta). Esta variación diaria es mucho más usada en el caso de utilizar colectores estáticos, puesto que no disponen de un sistema de seguimiento del sol.

De hecho puede aceptarse que, en la mayoría de los casos, la radiación máxima incidente por unidad de superficie se sitúa entre los  $1.100$  y  $800 \text{ W/m}^2$ , en función de la altitud sobre el nivel del mar y la transparencia de la atmósfera.

Por otro lado, si se tiene en cuenta que el rendimiento neto máximo de una instalación fototérmica de baja temperatura suele situarse alrededor del 40 % y el de una fotovoltaica puede situarse en torno del 10%, obtenemos que la potencia útil disponible, por unidad de superficie de captador, se reduce a  $440 - 320 \text{ W/m}^2$  para sistemas fototérmicos de baja temperatura  $110 - 80 \text{ W/m}^2$  para los fotovoltaicos. Si además se tiene presente que estos datos corresponden a valores máximos y que el sistema tan sólo funciona cuando hay sol, es fácil darse cuenta que se deberán ocupar grandes superficies para obtener la energía deseada.

#### **1.4.4.6 Carácter no uniforme y discontinuo de la radiación solar**

En un lugar concreto de la superficie terrestre, la energía que se recibe procedente del sol no es uniforme, durante la noche es nula y en los periodos diurnos nublados es muy escasa. Sin embargo, la demanda de energía térmica se mantiene durante las veinticuatro horas del



día y suele presentar valores máximos durante las horas nocturnas: no hay simultaneidad entre las curvas de demanda de calor y aporte de energía solar. La curva diaria de demanda de energía eléctrica tampoco suele coincidir con la aportación de energía solar.

Esta carencia de simultaneidad obliga a instalar un sistema de acumulación de energía, que permita almacenar los excedentes generados durante las horas de sol intenso para que puedan ser utilizados durante los periodos de exceso de demanda.

Para almacenar energía térmica se recurre a depósitos con gran capacidad calorífica, que son voluminosos y encarecen la instalación. La energía eléctrica se almacena en acumuladores que también encarecen considerablemente el costo total de instalación.

#### **1.4.4.7 Precio de la instalación**

Como ya se ha dicho, el flujo de energía solar por metro cuadrado es relativamente débil, el rendimiento de los sistemas de captación es relativamente bajo, la energía aportada es discontinua, no uniforme, y su almacenamiento no es fácil. Esto conduce a la necesidad de instalar grandes superficies de captadores, para conseguir la energía útil disponible deseada. De lo anterior se deduce que el costo del campo de colectores será importante y constituirá la parte más importante del costo total de la instalación. Desde un punto de vista económico, la utilización de la energía sólo será interesante si, a lo largo de la vida de la instalación, el ahorro inducido por el menor consumo de energías convencionales consigue compensar el gasto efectuado en la instalación.

Actualmente el precio unitario de los paneles solares es muy elevado, sobre todo en el caso de paneles fototérmicos concentradores y fotovoltaicos, lo tiene por consecuencia que el tiempo de retorno de capital sea muy dilatado y dudosa la rentabilidad de la inversión, en ausencia de ayudas económicas y fiscales.

Sin embargo, dado que el aprovechamiento de las energías renovables interesa a nivel nacional y mundial, por sus ventajas indiscutibles en lo que se refiere al medio ambiente y ahorro de energía fósil, distintos países arbitran subvenciones y ayudas de tipo económico y fiscal para incentivar la instalaciones solares, factores que deberán tenerse presentes a la hora de realizar el estudio de su viabilidad económica.

En cuanto a su desarrollo futuro, debe tenerse en cuenta que la tecnología utilizada en la construcción de paneles solares es perfectamente conocida y que, como ocurre en la mayoría de los productos industriales, a medida que aumente la demanda aumentará

también la producción y bajará el precio de venta. Es previsible que, los costos de instalación se abaraten.

#### 1.4.5 Sistemas fototérmicos activos de baja temperatura

Los sistemas fototérmicos activos de baja temperatura se pueden clasificar, en función del fluido calentado por el sol, en dos grandes grupos: los que utilizan colectores de aire y los que emplean colectores de agua. Dichos colectores suelen ser planos, no concentradores, o con un nivel de concentración bajo.

Los sistemas de aire caliente suelen dedicarse casi exclusivamente a calefacción de viviendas, más rara vez al secado de baja temperatura, mientras que los de agua caliente se destinan en su mayoría a la obtención de agua caliente sanitaria y calefacción residencial. Con gran diferencia, los más utilizados son los de agua.

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

Tabla 1: Comparación de las ventajas y desventajas de los colectores solares.

## **CAPITULO II. COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA**

### **2.1 INTRODUCCION**

Un colector solar transforma la radiación solar en calor, trabaja haciendo pasar un líquido a través de él, convirtiendo la energía luminosa del sol en calor y elevando la temperatura del líquido que fluye. Puede usarse agua pura, pero es mejor una solución anticongelante.

Un colector solar plano es una caja metálica con una cubierta de vidrio o un material que permite el paso de la luz hacia una lámina metálica, generalmente de cobre pintada en negro o recubierta de una película de alta absorptividad<sup>1</sup> a la que está sujeta, sea por medio de soldadura o presión, una rejilla o serpentín de tubos de cobre por los que circula agua. Los tubos y la lámina forman la placa colectora la misma que se asienta sobre una capa de material altamente aislante que preserva el calor. La base del colector es por lo general metálica.

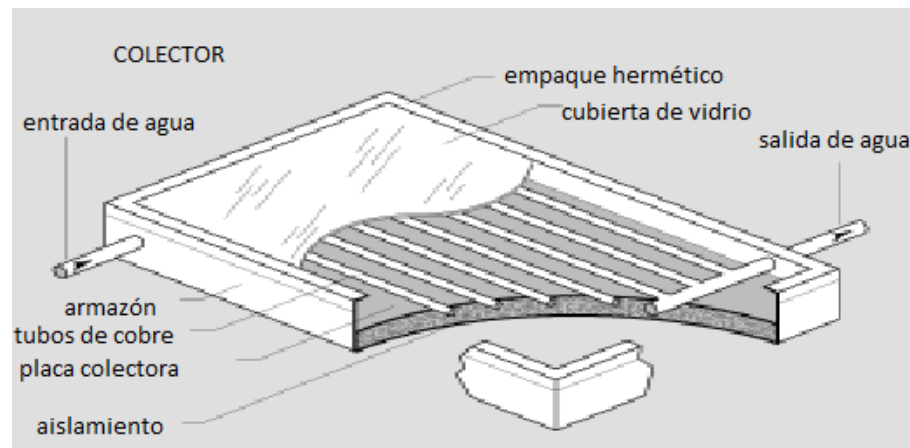
Para atrapar la energía solar y convertirla en calor se utiliza un proceso que por todos es entendido. Toda superficie negra expuesta al sol se pondrá más caliente que una de cualquier otro color. Una pintura negra mate no brilla y por lo tanto no pierde energía por reflexión<sup>2</sup>. Por consiguiente, si una superficie se pinta de negro mate y se pone un líquido en contacto con la parte posterior, el líquido se calentará eficientemente.

Una vez que la energía solar se convierte en calor y que se absorbe por el líquido, se debe aislar el absorbente (placa colectora) térmicamente para prevenir pérdidas de calor. La parte posterior del absorbente así como los lados deben aislarse con fibra de vidrio. Las pérdidas de calor por el lado soleado del absorbente se reducen con una cubierta de vidrio. El vidrio transmite la radiación solar de alta energía (pequeñas longitudes de onda) hacia el absorbente y retarda la radiación de pequeña energía (grandes longitudes de onda) que es emitida por el absorbente caliente hacia el exterior, también evita que las corrientes de aire

---

<sup>1</sup> “Absortividad” se define como la medida de la cantidad de luz absorbida por una solución, conocida también como coeficiente de absorción de cualquier material.

<sup>2</sup> “Reflexión” se define como el fenómeno por el cual un rayo de luz que incide sobre una superficie es reflejado.



**Fig.5: Componentes de un colector solar de placa plana**

lo enfríen. Se utiliza para calentamiento de agua o aire en residencias, piscinas e industrias que requieren una temperatura baja

En la Fig.5, se muestra un colector solar de placa plana y sus componentes, en si las partes del colector solar de placa plana son las siguientes.

### **2.1.1 El Absorbente**

Es el elemento encargado de absorber la energía disponible del sol y transformarla en energía térmica para luego ser transferida al agua. Está compuesto por una placa de absorción conformada por unas placas o aletas de metal que generalmente son de una aleación de cobre ya que este material ofrece buena transmisión de calor, durabilidad y de fácil trabajo, y de unos pequeños tubos por donde circula el agua mientras se calienta, suelen estar soldados sobre una placa metálica negra o en su defecto tienen aletas soldadas sobre sus bordes, la función básica del absorbente es convertir la radiación solar en calor, además el absorbente es el elemento principal del colector solar de placa plana.

### **2.1.2 La cubierta transparente**

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

- Elevada transmitancia dentro del espectro solar

- Baja transmitancia para longitudes de onda largas (mayores a 3  $\mu\text{m}$ ) y elevado índice de reflexión
- Bajo índice de absorción en cualquier longitud de onda.

### 2.1.3 El aislamiento térmico

Es el punto básico para disminuir las pérdidas de calor por conducción en la parte inferior y lateral del colector. Las características que debe poseer el material utilizado para ser un buen aislante son:

- No debe deteriorarse, gasificarse o vaporizarse a temperaturas alrededor de los 200°C
- Resistencia a la repetición de los ciclos térmicos entre 35°C y 120°C
- Baja conductividad térmica (menor de 0,040W/m°C en el rango de 20 a 120oC)
- No debe desplomarse, compactarse o adherirse cuando se repiten los ciclos térmicos y de humedad
- No debe absorber o retener agua.

### 2.1.4 El marco del colector

Está conformado por la caja, juntas y selladores. La caja es el elemento que soporta todos los componentes del colector, la cual impide que la humedad, polvo y aire penetren por el colector y disminuyan su eficiencia. Para su diseño se deben tomar en cuenta tres elementos:

- Hermeticidad para los aislantes y la placa de absorción
- Posibilidad de fijación del colector a la estructura donde va ser instalado
- Apoyo seguro para la cubierta.

Los materiales para su construcción son muy variados: aluminio, lámina galvanizada, madera, termoplásticos para alta temperatura o fibra de vidrio laminada. La completa hermeticidad del colector se consigue con un perfil que rellene las juntas, como un buen sellador, el cual debe cumplir con las siguientes características: resistencia a la radiación ultravioleta y a la intemperie, no volverse quebradizo ni endurecerse, buena adhesión con las distintas superficies, resistencia a la repetición de los ciclos térmicos y estirarse y comprimirse en forma adecuada para soportar las dilataciones y contracciones debidas a la diferencia entre los coeficientes de dilatación térmica de los elementos.

## 2.2 FUNCIONAMIENTO DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

El diseño óptimo de un colector solar debe permitir absorber la mayor cantidad de radiación solar y reflejar lo mínimo de modo que toda la energía se transfiera al agua que circula en los tubos. Las pérdidas por convección y radiación a la atmósfera en la parte superior del panel deben ser mínimas al igual que las pérdidas por conducción en el aislamiento inferior y lateral del colector y en la placa colectora.

### 2.2.1 Demanda Energética

Para el desarrollo de la demanda energética debemos establecer una ecuación de energía para desarrollar un balance energético entre la energía que entra al sistema con la energía que se fuga del mismo mediante las 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:

$$Q_u = \dot{m}c_p(T_{sd} - T_{ed}) \quad (2.1)$$

Donde

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

$c_p$  es el capacidad calorífica del fluido [J/Kg.K].

$T_{sd}$  es la temperatura del fluido a salida del depósito o temperatura de consumo del agua.

$T_{ed}$  es la temperatura del fluido a la entrada del depósito o temperatura inicial del agua .

### 2.2.2 Radiación solar incidente

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

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

$$E_{inc} = \tau\alpha I_{CS} \quad (2.2)$$

Donde:

$\tau$  es la transmitancia de la cubierta.

$\alpha$  es la absortancia de la placa.

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

$A_{cs}$  es el área del colector solar [ $m^2$ ]

De esta manera determinada la demanda energética  $Q_u$  y la energía incidente  $E_{inc}$  podemos establecer la eficiencia del sistema relacionando los dos parámetros mencionados

$$\eta_{sis} = \frac{Q_u}{E_{inc}} = \frac{Q_u}{\tau \alpha I A_{cs}} \quad (2.3)$$

### 2.2.3 Pérdidas de calor del colector

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

$$Q_{per} = U_L A_{cs} (T_p - T_a) [W] \quad (2.4)$$

Donde

$U_L$  es el coeficiente total de transferencia de calor

$A_{cs}$  es el área del colector solar

$T_p$  es la temperatura promedio de la placa de absorción

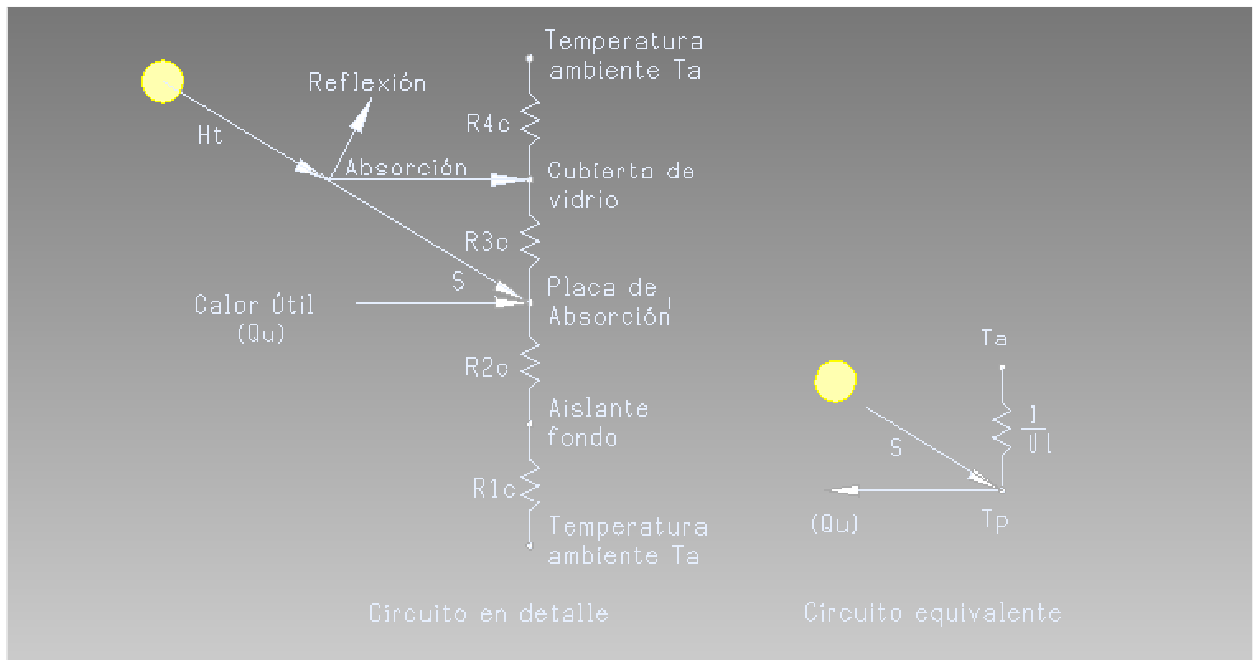
$T_a$  es la temperatura del ambiente

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

### 2.2.4 Coeficiente total de transferencia de calor $U_L$

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

En la figura 6 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.



**Fig.6: Circuito térmico de un colector solar de placa plana**

#### 2.2.4.1 Conductancia en la parte inferior $U_{inf}$

La conductancia se evalúa conociendo la resistencia térmica conductiva  $R_{2c}$  y la resistencia térmica convectiva  $R_{1c}$

$$U_{inf} = \frac{1}{R_{1c} + R_{2c}} \quad (2.5)$$

$R_{2c}$  está dado por la conductividad del aislante  $K_a$ , y la longitud transversal del mismo  $l_a$ .

$R_{1c}$  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 entonces:

$$R_{2c} = l_a / K_a \text{ y } R_{1c} = 1 / U_{inf} \text{ Si } R_{1c} \ll R_{2c} \Rightarrow R_{1c} \text{ se desprecia; por lo que la}$$

conductancia en la parte inferior será la siguiente:

$$U_{inf} = \frac{1}{R_{2c}} = \frac{K_a}{l_a} \quad (2.6)$$

#### 2.2.4.2 Conductancia en la parte superior $U_{sup}$

Esta conductancia se evalúa determinando las resistencias térmicas  $R_{3c}$  y  $R_{4c}$ , las cuales se muestran en la figura 6. El calor se transfiere entre la placa de absorción y la cubierta de vidrio por convección y radiación en forma paralela. Estos mismos mecanismos de



transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta de vidrio hacia el ambiente.

El proceso de cálculo de  $R_{3c}$  y  $R_{4c}$  es iterativo, además requiere de datos como la temperatura de la cubierta y los coeficientes convectivos de transferencia de calor, que por lo general son difíciles de evaluar; esto hace que el cálculo de estas resistencias térmicas sea complicado

La ecuación propuesta por Hottel y Wertz para el cálculo de la conductancia por la parte superior, simplifica el procedimiento indicado anteriormente. Esta ecuación se utiliza para temperaturas de la placa de absorción entre 25 y 225 °C, con un margen de error aproximado de  $\pm 0,3 W/m^2$ .

$$U_{sup} = \left[ \frac{N}{\left[ \frac{C}{T_p} \right] \left[ \frac{T_p - T_a}{N + f} \right]^e + \frac{1}{h_v}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0,00591N h_v]^{-1} + \frac{(2N + f - 1)}{\varepsilon_{cv}} - N} \quad (2.7)$$

Donde:

$N$  Número de cubiertas

$T_p$  Temperatura de la placa [°K]

$T_a$  Temperatura ambiente [°K]

$\varepsilon_p$  Emitancia de la placa

$\varepsilon_{cv}$  Emitancia de la cubierta de vidrio

$v_v$  velocidad del viento [m/s]

$\theta$  Inclinación del colector

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

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

$f$   $(1 + 0.089h_v - 0.1166h_v \times \varepsilon_p)(1 + 0.07866N)$  constante

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

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

### 2.2.4.3 Conductancia en la parte lateral $U_{lat}$

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

$$Q_{lad} = U_{lad}A_{cs}(T_p - T_a) = \frac{K_a \cdot hP}{l_a'}(T_p - T_a) \quad (2.8)$$

Donde:

$$U_{lat} = \frac{K_a \cdot hP}{l_a' \cdot A_{cs}}$$

$P$  *perimetro del colector solar*

$h$  *altura del colector solar*

$l_a'$  *espesor del aislante por los lados*

$K_a'$  *conductividad del aislante lateral*

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

$$U_L = U_{inf} + U_{sup} + U_{lat} \quad (2.9)$$

### 2.2.5 Temperatura a lo largo del tubo 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. El factor de eficiencia del colector  $F'$  depende principalmente de la forma geométrica de la placa de absorción y de las propiedades de los materiales con que está construido, lo que significa que para cada diseño de colector es necesario calcular su factor de eficiencia  $F'$ .



Fig.7: Distribución de temperatura en la placa de absorción

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

$$F = \frac{\tanh[c(W - D)/2]}{c(W - D)/2} \quad (2.10)$$

La eficiencia geométrica  $F$  varía de acuerdo al parámetro  $c(W - D)/2$

Donde:

$$c^2 = \frac{U_L}{K} \quad (2.11)$$

Haciendo uso de la definición para la eficiencia de una superficie plana, se tiene:

$$Q_{cond} = (W - D)F[S - U_l(T_b - T_a)] \quad (2.12)$$

Debido a que el tubo recibe radiación solar por la parte superior, tenemos:

$$Q_{radT} = D[S - U_l(T_b - T_a)] \quad (2.13)$$

Sumando las ecuaciones (2.12) y (2.13) se obtiene:

$$Q'_u = Q_{cond} + Q_{radT} = [(W - D)F + D][S - U_l(T_b - T_a)] \quad (2.14)$$

Este calor de calentamiento por unidad de longitud  $Q'_u$ , es transferido al agua. Así, este calor de calentamiento se presenta en términos de la resistencia térmica de convección que presenta la interface tubo-agua, mediante la siguiente ecuación.

$$Q'_u = \pi D_i h_f (T_b - T_f) \quad (2.15)$$

Donde:

$T_f$  Temperatura del fluido en cualquier posición

$D_i$  Diámetro interior del tubo

$h_f$  coeficiente de transferencia de calor por convección

Las ecuaciones 2.14 y 2.15 se combinan para determinar el calor de calentamiento del agua en términos de la temperatura ambiente y de la temperatura del agua. Despejando  $T_b$  en la ecuación 2.15 y sustituyendo en la ecuación 2.14 se obtiene que:

$$Q'_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (2.16)$$

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

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[ \frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right]} \quad (2.17)$$

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

### 2.2.6 Distribución de temperatura del agua a lo largo del tubo

Un balance de energía en un elemento diferencial de agua dentro del tubo, tal como se muestra en la figura 8, indica que:

$$\left(\frac{\dot{m}}{n}\right) c_p T_f \Big|_y - \left(\frac{\dot{m}}{n}\right) c_p T_f \Big|_{y+\Delta y} + Q'_u \Delta y = 0 \quad (2.18)$$

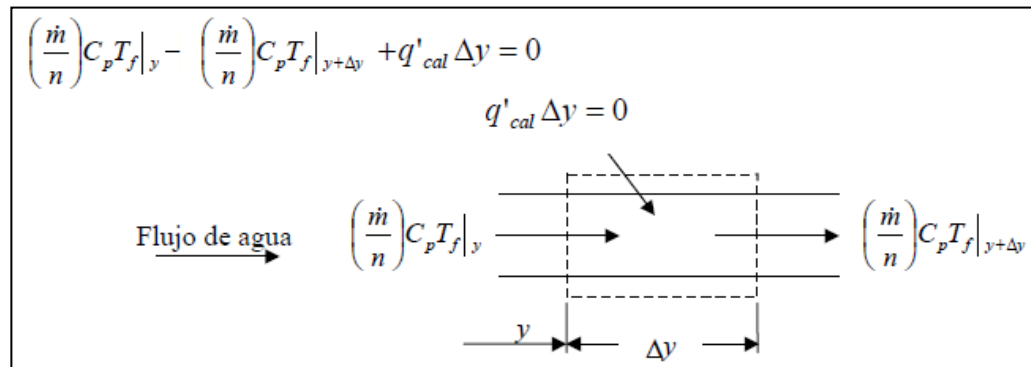


Fig.8: Balance de energía en un elemento diferencial de agua dentro del tubo

$\dot{m}/n$  es el flujo de masa de agua por cada tubo, haciendo  $\Delta y \rightarrow 0$ , de la ecuación 2.18 se obtiene:

$$\dot{m} c_p \frac{dT_f}{dy} - n W F' [S - U_L (T_f - T_a)] = 0 \quad (2.19)$$

La ecuación se tiene la siguiente condición de frontera:

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

Donde:

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

$C_p$  Capacidad calorífica del agua

$\dot{m}$  Flujo de masa de agua en el colector

Resolviendo la ecuación 2.19 empleando la condición de frontera mencionada:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L n W F' y}{\dot{m} C_p}\right) \quad (2.20)$$

La ecuación 2.20 permite calcular la temperatura del fluido en cualquier posición “y”. Si los tubos del colector tienen una longitud  $L$ , la ecuación 2.20 se convierte en:

$$\frac{T_{fs} - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L n W F' L}{\dot{m} C_p}\right) \quad (2.21)$$

Si el colector tiene una longitud  $L$  en dirección del flujo, para una temperatura de entrada del fluido  $T_{fe}$ , la temperatura de salida del fluido  $T_{fs}$ , queda expresada de la siguiente manera:

$$T_{fs} = \left[ \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C_p}\right) \left(T_{fe} - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \right] + \frac{S}{A_c U_L} + T_a \quad (2.22)$$

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:

$$\dot{m} = \frac{U_L F' A_c}{C_p \ln \left[ 1 - \frac{U_L (T_{fs} - T_{fe})}{S - U_L (T_{fe} - T_a)} \right]} \quad (2.23)$$

### 2.2.7 Factor de remoción de calor

Conociendo la distribución de la temperatura en el fluido, 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  $T_{fe}$

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fe})}{A_c [S - U_L (T_{fe} - T_a)]} \quad (2.24)$$

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

$$A_e = W n L \quad (2.24)$$

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_e U_L} \left[ 1 - \frac{S/U_L - (T_{fs} - T_a)}{S/U_L - (T_{fe} - T_a)} \right] \quad (2.25)$$

Sustituyendo la ecuación 2.21 en 2.25 se obtiene:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_e U_L} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_e}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (2.26)$$

En consecuencia, el calor útil en términos del factor de remoción de calor es el siguiente: si  $A_e = A_c$

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (2.27)$$

Si analizamos la ecuación 2.27 es muy necesaria ya que la temperatura de la placa del colector no es fácil de determinar y no la podemos controlar ya que cambia con la radiación del Sol. Lo que sí podemos controlar es la temperatura de ingreso del agua al colector, por lo que utilizamos esta ecuación equivalente en función de esta temperatura.

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

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.28)$$

En donde

$$T_{pm} = T_{fe} + \frac{Q_u}{A_c U_L F_R} (1 - F_R) \quad (2.29)$$

La ecuación 2.29 puede ser resuelta de manera iterativa con la ecuación 2.7. 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  $T_{mp}$  de acuerdo a la ecuación 2.29. El proceso se repite cuantas veces sea necesario hasta que  $T_{mp}$  sea del mismo valor en la ecuaciones 2.7 y 2.29. Un valor inicial razonable de  $T_p$  para colectores de calentamiento de líquidos con un flujo de 0.01 a 0.02  $Kg/m^2s$  es  $T_{fi} + 10^\circ C$ .<sup>3</sup>

### 2.2.8 Eficiencia del colector solar

Para poder calcular la cantidad de calor aprovechable de un colector solar y comparar los colectores entre sí, nos interesa conocer su eficiencia. Recordemos que la eficiencia en una relación de la energía ingresada al sistema respecto de la energía producida. La fuente de energía del colector es la radiación solar, en tanto que la que se obtiene es la cantidad de

<sup>3</sup> DUFFIE, John; BECKMAN. William. 1980. Solar Engineering of Thermal Process. Segunda edición. EUA. New York. Wiley and Sons. Cap VI.Pp. 282

calor útil  $Q_u$ . La eficiencia instantánea del colector para condiciones determinadas de radiación y temperaturas de ambiente y de entrada es:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_{cs}G_T} = F_R(\tau\alpha) - F_RU_L \frac{T_{fe} - T_a}{G_T} \quad (2.28)$$

El primer término nos da una información sobre la calidad óptica del colector, es decir cuánta radiación solar se aprovecha; mientras que el segundo nos indica las pérdidas térmicas en el colector.

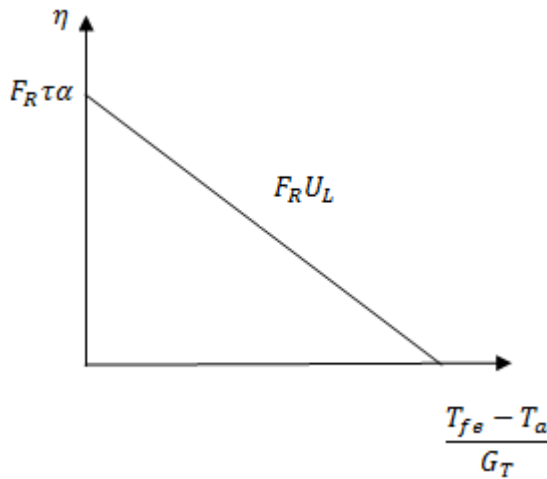


Fig.9: Curva de eficiencia del colector

La eficiencia instantánea en función de las temperaturas de salida  $T_{fs}$  y entrada  $T_{fe}$  del colector también puede expresarse por la ecuación:

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p(T_{fs} - T_{fe})}{G_T A_{cs}} \quad (2.29)$$

## CAPITULO III TRANSFERENCIA DE CALOR

### 3.1 INTRODUCCIÓN

La definición aunque sencilla pero real nos dice que "la transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas."<sup>4</sup>

Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor.

<sup>4</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 2

Como ingenieros es importante que entendamos los mecanismos físicos que sirven de base a los modos de transferencia de calor y seamos capaces de usar los modelos que proporcionan la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo.

### 3.2 MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Cuando nos referimos a los diferentes tipos de procesos de transferencia de calor como modos, es porque existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario que puede ser un sólido o un fluido utilizamos el término conducción para referirnos a la transferencia de calor que se producirá a través del medio. En cambio, el término convección se refiere a la transferencia de calor que ocurrirá entre una superficie y un fluido en movimiento cuando están a diferentes temperaturas. El tercer modo de transferencia de calor se denomina radiación térmica. Todas las superficies con temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas. Por tanto, en ausencia de un medio, existe una transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies a diferentes temperaturas.

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

#### 3.2.1 Conducción

La conducción es el mecanismo de transferencia de calor en escala atómica a través de la materia por actividad molecular, por el choque de unas moléculas con otras, donde las partículas más energéticas le entregan energía a las menos energéticas, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas. Los mejores conductores de calor son los metales. El aire es un mal conductor del calor. Los objetos malos conductores como el aire o plásticos se llaman aislantes.

La conducción de calor sólo ocurre si hay diferencias de temperatura entre dos partes del medio conductor. Para un volumen de espesor  $\Delta x$ , con área de sección transversal  $A$  y cuyas caras opuestas se encuentran a diferentes  $T_1$  y  $T_2$ , con  $T_2 > T_1$ , como se muestra en la figura 10, se encuentra que el calor  $\Delta Q$  transferido en un tiempo  $\Delta t$  fluye del extremo caliente al frío. Si se llama  $q$  (en Watts) al calor transferido por unidad de tiempo, la rapidez de transferencia de calor  $q = \Delta Q / \Delta t$ , está dada por la ley de la conducción de calor de Fourier

$$q = \frac{dQ}{dt} = -KA \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$



donde  $K$  en  $(W/mK)$  se llama conductividad térmica del material, magnitud que representa la capacidad con la cual la sustancia conduce calor y produce la consiguiente variación de temperatura; y  $\frac{\Delta T}{\Delta x}$  es el gradiente de temperatura. El signo menos indica que la conducción de calor es en la dirección decreciente de la temperatura. En la tabla 2 se listan valores de conductividades térmicas para algunos materiales, los altos valores de conductividad de los metales indican que son los mejores conductores del calor.

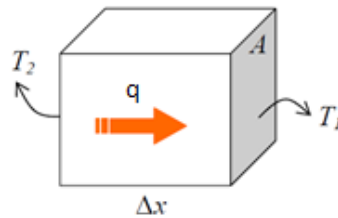


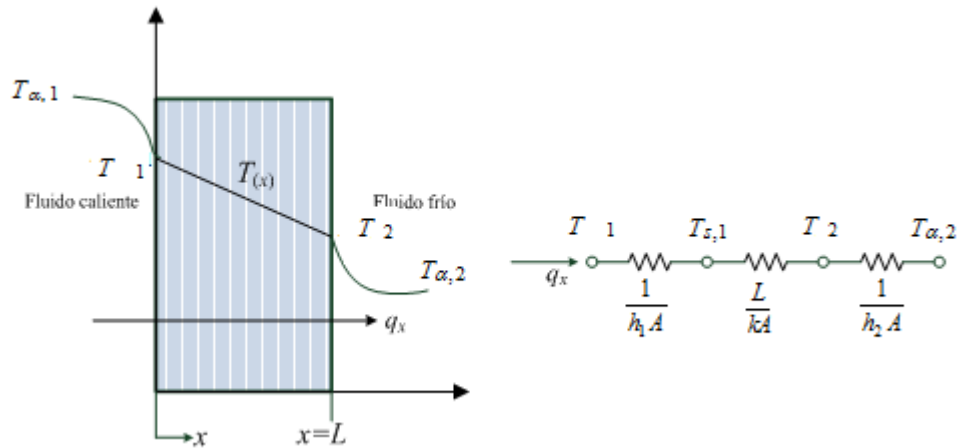
Fig. 10: Transferencia de calor por conducción

Materiales a 25 °C		Gases a 20 °C		Otros materiales	
Sustancia	K (W/m°K)	Sustancia	K (W/m°K)	Sustancias	K (W/m°K)
Aluminio	238	Aire	0.0234	Asbesto	0.08
Cobre	401	Helio	0.138	Concreto	0.8
Oro	314	Hidrogeno	0.172	Diamante	2300
Hierro	79.5	Nitrógeno	0.0234	Vidrio	0.84
Plomo	34.7	Oxigeno	0.0238	Hule	0.2
Plata	427			Madera	0.08 a 0.16
Latón	110			Corcho	0.42
				Piel	0.2
				Agua	0.56
				Hielo	2

Tabla 2: Algunos coeficientes de conductividades térmicas

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 figura 11 la cual tiene una distribución de temperatura  $T(x)$ , la ecuación o modelo se expresa como:

$$q_x = KA \frac{(T_2 - T_1)}{L} \quad (3.2)$$



**Fig. 11: Transferencia de calor a través de una pared plana; distribución de temperaturas y circuito equivalente**

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

$$q'_x = \frac{q_x}{A} = \frac{K(T_2 - T_1)}{L} \quad (3.3)$$

Obsérvese que la ecuación 3.3 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  $q_x = q'_x \times A$ .

En este punto notamos que la ecuación 3.2 propone un concepto muy importante. En particular, existe una analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica. De la misma manera que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se asocia una resistencia térmica con la conducción de calor, tomando en consideración esta analogía

que la resistencia térmica para la conducción es  $R_{cond} = \frac{L}{KA}$

La resistencia térmica para la convección es  $R_{conv} = \frac{1}{hA}$  donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección y,  $A$  el área respectiva. Más adelante describiremos la convección.

### 3.2.1.1 Flujo de calor en 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.<sup>5</sup>

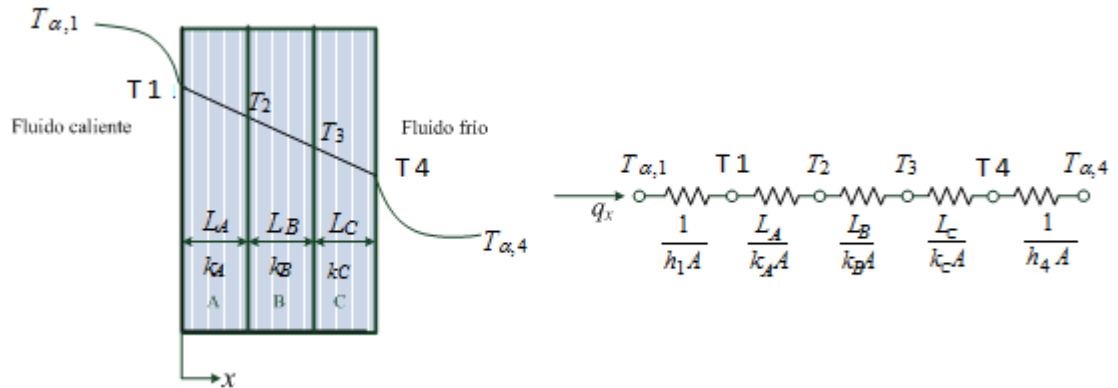


Fig. 12: Circuito térmico equivalente de una pared compuesta en serie

Con sistemas compuestos suele ser conveniente trabajar con un Coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ , que se define con una expresión análoga a la ley de enfriamiento de Newton.<sup>6</sup> En consecuencia:

$$q_x \equiv UA\Delta T \quad (3.4)$$

Donde  $\Delta T$  es la diferencia total de temperatura. El coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con la resistencia térmica total de tal modo que  $UA = \frac{1}{R_{tot}}$ . De aquí en general para una pared compuesta como la de la figura 12

$$U = \frac{1}{R_{TOT}A} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1}\right) + \left(\frac{L_A}{K_A}\right) + \left(\frac{L_B}{K_B}\right) + \left(\frac{L_C}{K_C}\right) + \left(\frac{1}{h_4}\right)} \quad (3.5)$$

En general, se puede escribir

$$R_{TOT} = \sum R_T = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (3.6)$$

Es importante reconocer que, en los sistemas compuestos, la caída de temperatura a lo largo

<sup>5</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México,1999.Pp 77

<sup>6</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México,1999.Pp 78

de la interfaz entre los materiales puede ser grande. Este cambio se atribuya a lo que se conoce como resistencia térmica de contacto,  $R_{TC}$ , se debe principalmente a efectos de rugosidad en la superficie.

### 3.2.1.2 Flujo de calor en un cilindro

En los sistemas cilíndricos y esféricos a menudo experimentan gradientes de temperatura solo en la dirección radial y, por consiguiente, se tratan como unidimensionales. Además, bajo condiciones de estado estable sin generación interna de calor, estos sistemas se analizan con el método estándar, que comienza con la forma apropiada de la ecuación de calor, o el método alternativo, el cual inicia con la forma apropiada de la ley de Fourier.

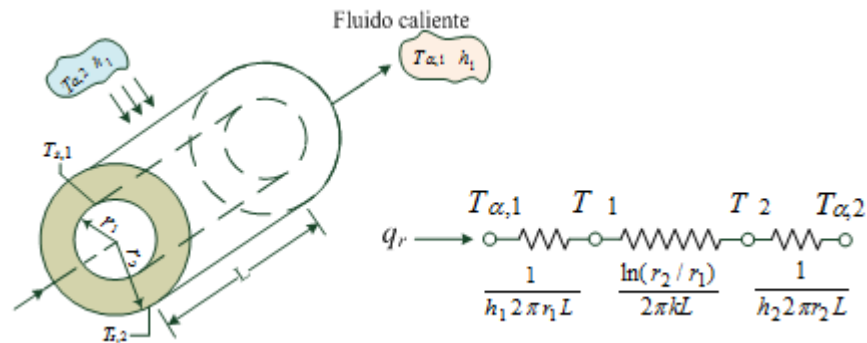


Fig. 13: Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie

Consideremos la forma apropiada de la ley de Fourier, la rapidez a la que se conduce la energía a través de cualquier superficie cilíndrica en el sólido se expresa como:

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (3.7)$$

donde  $A = 2\pi rL$  es el área normal a la dirección de la transferencia de calor, analizamos que la transferencia de calor por conducción  $q_r$  (no el flujo de calor  $q'_r$ ) es una constante en la dirección radial.<sup>7</sup>

Tener presente que la distribución de temperaturas asociadas con la conducción radial a través de una pared cilíndrica es logarítmica, no lineal, como lo es para la pared plana bajo las mismas condiciones.

Si tomamos en cuenta la distribución de temperaturas, y las usamos ahora en la ley de Fourier ecuación 3.7, optemos la siguiente ecuación para la transferencia de calor:

<sup>7</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 91

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_2 - T_1)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (3.8)$$

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

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (3.9)$$

### 3.2.2 Convección

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

En la naturaleza, la mayor parte del calor ganado por la atmósfera por conducción y radiación cerca de la superficie, es transportado a otras capas o niveles de la atmósfera por convección.

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

$$q' = h(T_s - T_\infty)$$

Donde  $q'$ , 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  $T_\infty$ , respectivamente. Esta expresión se conoce como la ley de enfriamiento de Newton, y la constante de proporcionalidad  $h$  ( $W/m^2K$ ) 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.<sup>8</sup>

#### 3.2.2.1 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 dinámica  $\mu$ , la conductividad térmica  $k$ , la densidad  $\rho$ . También

---

<sup>8</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 8

se podría considerar que depende de la viscosidad cinemática  $\nu$ , 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 físicas 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 tabla 3<sup>9</sup>:

Símbolo	Nombre	Grupo	Interpretación
Gr	Número de Grashof	$L_c^3 \rho^2 \beta g \Delta T / \mu^2$	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	$VD/\nu$	Razón de las fuerzas de inercia y viscosas

**Tabla 3: Grupos adimensionales más comunes (tomado de cita 9)**

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 térmica  $\beta = 1/T$  ( $T$  es la temperatura absoluta en  $K$ ). Para el número de Reynolds tenemos además el parámetro  $V$ , que es la velocidad del fluido.

### 3.2.2.2 Correlación para convección natural en cilindros

El número adimensional principal es el coeficiente de convección  $h$ , es Número de Nusselt.

<sup>9</sup> PACCHA, Edwin B; SAMANIEGO, Carlos G. Cálculo, diseño y construcción de una cocina solar accionada con aceite térmico mediante el proceso de termosifón. (Tesis Ing. Electromecánico) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja, AERNNR. Pp 41

Para el tipo 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  $10^8$ :

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.56(Gr Pr)^{0.25} \quad (3.10)$$

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

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.13(Gr Pr)^{0.33} \quad (3.11)$$

### 3.2.3 Radiación

La radiación térmica es energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura dada, se produce directamente desde la fuente hacia afuera en todas las direcciones. Esta energía es producida por los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivos y transportada por ondas electromagnéticas o fotones, por lo recibe el nombre de radiación electromagnética. La masa en reposo de un fotón (que significa luz) es idénticamente nula. Por lo tanto, atendiendo a relatividad especial, un fotón viaja a la velocidad de la luz y no se puede mantener en reposo. (La trayectoria descrita por un fotón se llama rayo). La radiación electromagnética es una combinación de campos eléctricos y magnéticos oscilantes y perpendiculares entre sí, que se propagan a través del espacio transportando energía de un lugar a otro. A diferencia de la conducción y la convección, o de otros tipos de onda, como el sonido, que necesitan un medio material para propagarse, la radiación electromagnética es independiente de la materia para su propagación, de hecho, la transferencia de energía por radiación es más efectiva en el vacío. Sin embargo, la velocidad, intensidad y dirección de su flujo de energía se ven influidos por la presencia de materia. Así, estas ondas pueden atravesar el espacio interplanetario e interestelar y llegar a la Tierra desde el Sol y las estrellas. La longitud de onda ( $\lambda$ ) y la frecuencia ( $\nu$ ) de las ondas electromagnéticas, relacionadas mediante la expresión  $\lambda\nu = c$ , son importantes para determinar su energía, su visibilidad, su poder de penetración y otras características. Independientemente de su frecuencia y longitud de onda, todas las ondas electromagnéticas se desplazan en el vacío con una rapidez constante  $c = 299792 \text{ Km/s}$ , llamada velocidad de la luz.

### 3.2.3.1 Ley de Stefan

Todos los objetos emiten energía radiante, cualquiera sea su temperatura, por ejemplo el Sol, la Tierra, la atmósfera, los Polos, las personas, etc. La energía radiada por el Sol a diario afecta nuestra existencia en diferentes formas. Esta influye en la temperatura promedio de la tierra, las corrientes oceánicas, la agricultura, el comportamiento de la lluvia, etc.

Considerar la transferencia de radiación por una superficie de área  $A$ , que se encuentra a una temperatura  $T$ . La radiación que emite la superficie, se produce a partir de la energía térmica de la materia limitada por la superficie. La rapidez a la cual se libera energía se llama potencia de radiación  $G$ , su valor es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta. Esto se conoce como la **ley de Stefan** (Joseph Stefan, austriaco, 1835-1893), que se escribe como:

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$$

$$G = \varepsilon \sigma A T^4 \quad (3.12)$$

donde  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  se llama constante de **Stefan-Boltzmann** (Ludwing Boltzmann, austriaco, 1844-1906) y  $\varepsilon$  es una propiedad radiativa de la superficie llamada emisividad<sup>10</sup>, sus valores varían en el rango  $0 < \varepsilon < 1$ , es una medida de la eficiencia con que la superficie emite energía radiante, depende del material.

Un cuerpo emite energía radiante con una rapidez dada por la ecuación 3.12, pero al mismo tiempo absorbe radiación; si esto no ocurriera, el cuerpo en algún momento irradiaría toda su energía y su temperatura llegaría al cero absoluto. La energía que un cuerpo absorbe proviene de sus alrededores, los cuales también emiten energía radiante. Si un cuerpo se encuentra a temperatura  $T$  y el ambiente a una temperatura  $T_o$ , la energía neta ganada o perdida por segundo como resultado de la radiación es:

$$G_{neta} = \varepsilon \sigma A (T^4 - T_o^4) \quad (3.13)$$

Cuando el cuerpo está en equilibrio con los alrededores, irradia y absorbe la misma cantidad de energía, por lo tanto su temperatura permanece constante. Cuando el cuerpo está más caliente que el ambiente, irradia más energía de la que absorbe, y por lo tanto se enfría.

---

<sup>10</sup> “Emisividad” es la proporción de radiación térmica emitida por una superficie u objeto debido a una diferencia de temperatura determinada.



### 3.2.3.2 Superficies de Absorción

Un absorbedor perfecto se llama **cuerpo negro** (no significa que sea de color negro), que se define como un objeto ideal que absorbe toda la radiación que llega a su superficie y su emisividad es igual a uno. No se conoce ningún objeto así, aunque una superficie de negro de carbono puede llegar a absorber aproximadamente un 97% de la radiación incidente. El Sol, la Tierra, la nieve, etc. bajo ciertas condiciones se comportan como un cuerpo negro. En teoría, un cuerpo negro sería también un emisor perfecto de radiación, y emitiría a cualquier temperatura la máxima cantidad de energía disponible. A una temperatura dada, emitiría una cantidad definida de energía en cada longitud de onda. En contraste, un cuerpo cuya emisividad sea igual a cero, no absorbe la energía incidente sobre él, sino que la refleja toda, es un reflector perfecto.

Los cuerpos con emisividades entre 0 y 1 se llaman cuerpos grises, son los objetos reales. A raíz del fracaso de los intentos de calcular la radiación de un cuerpo negro ideal según la física clásica, se desarrollaron por primera vez los conceptos básicos de la teoría cuántica.

Cita teoría cuántica

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 absortancia ( $\alpha$ ): Fracción de la energía que es absorbida por el material.

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

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

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

$$\alpha + \tau + \rho = 1 \quad (3.14)$$

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

$$\alpha + \rho = 1 \quad (3.15)$$

### 3.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR

#### 3.3.1 Introducción

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferente temperatura y separados por una pared sólida, que ocurre en muchas aplicaciones de ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este intercambio se denomina intercambiador de calor, y las aplicaciones específicas se pueden encontrar en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y algunos procesamientos químicos<sup>11</sup>. 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.<sup>12</sup>

#### 3.3.2 Coeficiente global de transferencia de calor

Una parte esencial y a menudo lo más incierta, de cualquier análisis de intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, recuerde que este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total (ecuación 3.6) para la transferencia de calor entre dos fluidos. En las ecuaciones 3.4 y 3.5, el coeficiente se determinó al tener en cuenta las resistencias de conducción y convección entre fluidos separados por paredes planas y cilíndricas compuestas, respectivamente. Es importante reconocer, sin embargo, que tal resultado se aplican sólo a superficies limpias y sin aletas.

El término de conducción de la pared a menudo se puede ignorar, pues por lo general se usa una pared delgada de conductividad térmica grande. También, con frecuencia uno de los coeficientes de convección es mucho menor que el otro y por ello domina la determinación del coeficiente global.

Para intercambiadores de calor tubulares y sin aletas las ecuaciones son las siguientes.

---

<sup>11</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 582

<sup>12</sup> RODRIGUEZ, Jorge. Introducción a la termodinámica, 6ª ed. España, Madrid, 2001, Cap VI

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.16)$$

Donde los subíndices  $i$  y  $o$  se refieren a la superficie interna y externa del tubo, que se pueden exponer al fluido caliente o frío.

El coeficiente global de transferencia de calor se puede determinar a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, de los factores de impurezas y de los parámetros geométricos apropiados, para superficies sin aletas, los coeficientes de convección se pueden estimar de las correlaciones existentes según las condiciones del intercambiador.

### 3.3.3 Diferencia de temperatura media logarítmica

La diferencia de temperaturas entre los dos fluidos en el intercambiador de calor variará, en general, de un punto a otro. La diferencia media de temperatura (MTD) se puede calcular a partir de las temperaturas finales de las dos corrientes si son válidas las suposiciones que se siguen:

- Todos los elementos de una corriente dada de fluido tienen el mismo historial térmico al pasar por el intercambiador.
- El intercambiador funciona en estado estacionario.
- El calor específico es constante para cada corriente.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante
- Las pérdidas de calor son despreciables.

Podemos relacionar la transferencia total de calor  $q$  con la diferencia de temperaturas  $\Delta T$  entre los fluidos caliente y frío, en donde tal expresión sería una extensión de la ley de enfriamiento de Newton, con el uso del coeficiente global de transferencia de calor  $U$  en lugar del coeficiente único de convección  $h$ , sin embargo, como  $\Delta T$  varía con la posición en el intercambiador de calor, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma

$$q = UA\Delta T_m \quad (3.17)$$

Donde  $\Delta T_m$  es una diferencia de temperaturas media apropiada entre los fluidos caliente y frío.

Se propone calcular el flujo de calor mediante

$$q = UA \left( \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \right) \quad (3.18)$$

Si comparamos esta expresión con la ecuación 3.17, concluiremos que la diferencia de temperaturas promedio apropiada es una diferencia de temperaturas media logarítmica,  $\Delta T_{ml}$ , en consecuencia podemos escribir

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (3.19)$$

Donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (3.20)$$

Recuerde que para el intercambiador de flujo paralelo.

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{cases} \quad (3.21)$$

Para el intercambiador en contraflujo las diferencias de temperaturas en los puntos extremos se deben definir ahora como:

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad (3.22)$$

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:

$$q = UAF\Delta T_{ml} \quad (3.23)$$

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  $\Delta T_{ml}$  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.

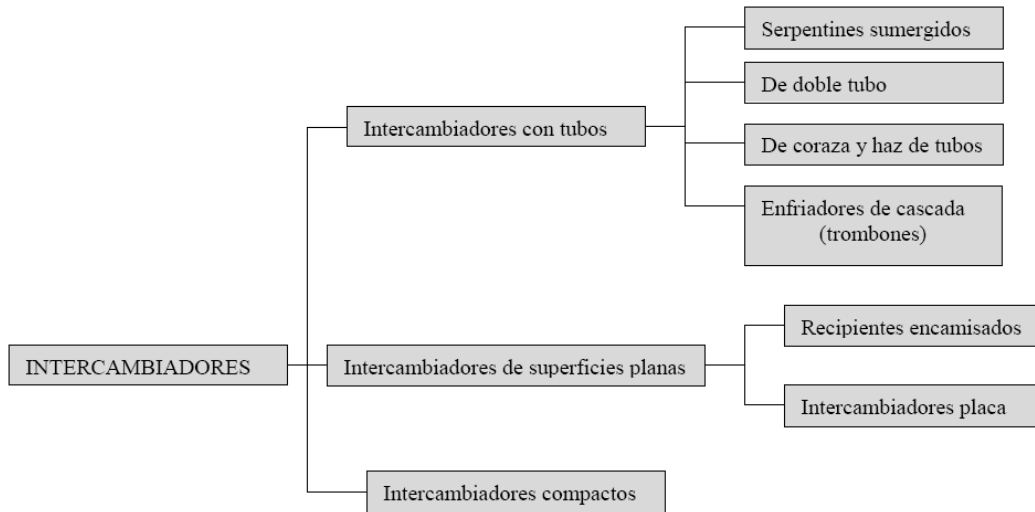
### 3.3.4 Clases de intercambiadores

El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria donde no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la

operación de calentamiento o enfriamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas sus formas.

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.

En forma muy general, podemos clasificarlos según el tipo de superficie en:



**Fig. 14: Clasificación de intercambiadores de calor según su superficie**

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).<sup>13</sup>

## CAPITULO IV FLUIDOS DE TRANSFERENCIA TÉRMICA

### 4.1 DEFINICIÓN

Actualmente el aceite térmico es la alternativa tecnológica mas apropiada para todo tipo de industria en los cuales se realicen procesos de transferencia térmicos así como cuando se

<sup>13</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 582

precisen de calentamientos indirectos. La durabilidad de los equipos e instalaciones es prácticamente ilimitada, pudiéndose aplicar en todo tipo de sectores.

Los aceites térmicos fueron introducidos en el mercado en el año de 1930. La composición de los líquidos térmicos esta basada en mezclas eutécticas, óxidos difenilicos, bifenilos, etc. Estos tienen punto de ebullición altos. Sus usos prácticos se encuentran en la fase líquida en los rangos de 200 ° C hasta más de 400 ° C.

## **4.2 FLUIDOS PARA TRANSFERENCIA DE CALOR**

Los aceites se basan en una cuidadosa selección de aceites minerales de alto índice de viscosidad escogidos por su capacidad de brindar un rendimiento superior en sistemas de transferencia de calor. La estabilidad térmica del aceite de transferencia de calor es una consideración primordial. La estabilidad de oxidación del aceite es casi igual de importante. Aunque la mayor parte de las unidades de aceite caliente estén concebidas para limitar (o eliminar) el contacto del aceite de circulación con el aire, un cierto contacto es inevitable al arranque en el depósito de expansión, durante el almacenaje y debido a escapes de aire.

La capacidad del aceite térmico de resistir a la degradación por oxidación ha sido demostrada en pruebas simulando condiciones de servicio, y confirmada por el excelente rendimiento en aplicaciones comerciales.

### **4.2.1 Como seleccionar el fluido de transferencia de calor correcto**

*Elegir en primer lugar entre fluidos de alta temperatura y fluidos de baja temperatura*

La decisión de elegir un fluido orgánico sintético, un fluido a base de siliconas o un fluido a base de glicol inhibido se basa fundamentalmente en los requerimientos de temperatura de la aplicación. Si su aplicación de transferencia de calor requiere una temperatura máxima de utilización superior a 175°C (350°F), será conveniente investigar acerca de los fluidos orgánicos sintéticos y a base de siliconas de “alta temperatura”.

No obstante, si su temperatura máxima de utilización es inferior a 175°C (350°F), o si necesita protección contra la congelación para un sistema a base de agua, considere la posibilidad de usar un fluido a base de glicol inhibido de “baja temperatura”.

Los fluidos orgánicos sintéticos y los fluidos a base de siliconas han sido concebidos para que sean térmicamente estables a temperaturas de hasta 400°C (750°F). Aunque operen a estas altas temperaturas, estos fluidos presentan presiones de vapor muy inferiores a las del vapor de agua, lo que los hace mucho más prácticos y económicos en cuanto a utilización.

Algunos fluidos de alta temperatura, poseen amplios rangos de temperaturas de operación. Estos fluidos brindan estabilidad a alta temperatura, además de facilidad de bombeo a baja temperatura y excelentes características de transferencia de calor.

Los fluidos basados en glicol inhibido son en realidad soluciones de agua y de glicoles inhibidos. La concentración de glicol del fluido afecta directamente sus propiedades de desempeño y es especificada por el usuario a fin de que pueda responder a requerimientos específicos de aplicación (típicamente la temperatura mínima).

#### **4.2.2 Economías en la realización del proyecto y facilidad para recuperar los fluidos**

Es conveniente considerar no solamente el costo inicial cuando elija el fluido de transferencia de calor. Hay fluidos, como los aceites calientes por ejemplo, que resultan menos costosos al comienzo, pero las economías iniciales que representan se reducen considerablemente frente a sus altos costos de operación anual.

Al evaluar el costo potencial del fluido en el largo plazo usted deberá considerar dos factores: 1) ¿En qué grado van a influir la degradación y las fugas normales de operación en las necesidades anuales de reposición del fluido; 2) ¿Con qué frecuencia va a ser necesario proceder a cambios de los fluidos? Al elegir un fluido de alta temperatura, deberá igualmente considerar las diferencias respecto al potencial de degradación y de incrustación de los fluidos sintéticos orgánicos y a base de silicona.

*Economías a largo plazo mediante los fluidos sintéticos orgánicos.-* Aunque los fluidos sintéticos orgánicos son altamente estables cuando se utilizan en los rangos de operación recomendados, deberá preverse que se produzca cierto grado de degradación a lo largo del tiempo. La tendencia de un fluido a degradarse en las condiciones de operación del sistema, tiene un impacto directo en el costo del fluido en el largo plazo (debido a los gastos de reposición y de reemplazo del fluido a lo largo del tiempo). Para prolongar la vida del producto seleccione un fluido orgánico sintético cuya estabilidad térmica le permita al mismo tiempo responder a su temperatura máxima de operación proyectada y alcanzar niveles no proyectados superiores a esa temperatura y ello aún si el costo inicial del fluido es más alto que el de un fluido menos estable.

*Economías a largo plazo mediante los fluidos a base de siliconas.-* Los fluidos a base de siliconas son habitualmente más costosos que los fluidos sintéticos orgánicos en cuanto a costo inicial de compra. No obstante, en muchos casos el uso de fluidos a base de silicona

puede traducirse en menor gasto en el largo plazo debido a que no se degradan de la misma manera que otros fluidos ni requieren de reposición total. Aunque a lo largo del tiempo los polímeros a base de siliconas presentan algunos cambios térmicamente inducidos, finalmente alcanzan una composición equilibrada permanentemente estable. Según las condiciones de servicio, esto puede reducir o eliminar la necesidad de agregar fluido de reposición y extender la vida a diez años o más.

#### **4.2.3 Características de rendimiento**

- Altos coeficientes de transferencia de calor
- Alta estabilidad térmica y contra la oxidación
- Buenas características de viscosidad o temperatura
- Baja presión de vapor
- No corrosivos

#### **4.2.4 Condiciones para la utilización de aceite térmico**

##### **4.2.4.1 Estabilidad Térmica**

Los aceites minerales están sometidos a dos formas de degradación a temperaturas elevadas:

- Ruptura de las moléculas de hidrocarburos por efecto del calor. Algunas se vuelven volátiles en forma de gases, mientras que otras son inestables y se polimerizan en depósitos no solubles.
- Oxidación o la reacción de los hidrocarburos con el oxígeno de la atmósfera. A temperatura ambiente esta reacción ocurre muy lentamente, pero se acelera rápidamente con el incremento de la temperatura. La oxidación produce acidez en el aceite, algunos contaminantes no solubles y es acompañada por lo general con un incremento de viscosidad.

Este tipo de aceites tienen una estabilidad térmica excepcionalmente buena a temperaturas de hasta 320°C. Las velocidades de fraccionamiento molecular y de oxidación son muy bajas, lo que permite la máxima vida del aceite. Esto asume un eficiente calentador del fluido con un buen funcionamiento de modo que las temperaturas de película no superen los 340°C.



#### **4.2.4.2 Vida Útil**

La vida del aceite depende del diseño y uso del sistema. SI el sistema está bien diseñado, y no está sometido a esfuerzos anormales, la vida puede alcanzar muchos años. Es importante hacer un seguimiento regular de las condiciones del aceite pues las velocidades de cambio son más significativas que los valores registrados. Se recomienda tomar una muestra de un sistema llenado con aceite nuevo alrededor de una semana después del arranque para establecer datos. Posteriormente se deben tomar muestras cada 6 meses y los resultados comparados con los reportes previos.

Las propiedades que deben monitorearse son viscosidad, acidez, punto de inflamación y contenido de insolubles.

#### **4.2.4.3 Salud y Seguridad**

El aceite no presenta ningún riesgo significativo para la salud o la seguridad cuando se usa apropiadamente en la aplicación recomendada y se mantiene buenos estándares de higiene industrial y personal.

Evite el contacto con la piel. Use guantes con el aceite usado. Tras un contacto con la piel, lavar inmediatamente con agua y jabón.

#### **4.2.4.4 Aplicaciones**

- Sistemas de transferencia de calor con aceites minerales
- Para sistemas de circulación cerrados para transferencia térmica
- Para aplicaciones industriales, tales como las industrias de procesos, plantas químicas, industrias textiles, etc, y en equipos domésticos tales como los radiadores llenados con aceite.

### **4.2.5 Consideraciones para sistemas de transferencia térmica**

#### **4.2.5.1 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.<sup>14</sup>

#### **4.2.5.2 Sellado del Sistema**

Para un desempeño óptimo del sistema es necesario proteger el aceite del contacto con el aire, debido a que expuesto a temperaturas elevadas el aire oxida al aceite. La relación en la cual los aceites reaccionan con el oxígeno del aire no es significativa a temperaturas ambientales, pero esta relación se duplica con cada aumento de 10°C sobre los 60°C. La forma adecuada de mantener el aire alejado del aceite caliente es utilizando un tanque de expansión ubicado de tal manera que el aceite en él se mantenga frío.

---

<sup>14</sup> PACCHA, Edwin B; SAMANIEGO, Carlos G. Cálculo, diseño y construcción de una cocina solar accionada con aceite térmico mediante el proceso de termosifón. (Tesis Ing. Electromecánico) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja, AERNNR. Pp 49

## 4. MATERIALES Y MÉTODOS

---

### 4.1 DISEÑO DEL SISTEMA (agua como fluido de trabajo)

En nuestro trabajo de investigación estamos determinando una metodología que combina el uso de dos fluidos térmicos (agua y aceite térmico) con el uso prácticamente de una sola caja colectora, en donde ubicaremos la respectiva plancha absorbadora para cada uno de los fluidos antes mencionados.

Cabe destacar que el modelo matemático para ambos casos es el mismo, con la diferencia que para cada fluido se toman sus propios valores numéricos correspondientes a sus diversas propiedades termofísicas, los cálculos se realizarán por separado debido a que resultaría casi imposible determinar un modelo matemático para un tipo de colector de estas características, ya que no existe desarrollada una metodología, la cual podría ser realizada de manera muy tediosa en un trabajo investigativo de doctorado debido a la complejidad de su desarrollo, sabido esto procedemos a realizar los cálculos por separados para luego al final sistematizarlos en un solo resultado, para lo cual empezaremos con el modelo matemático para el colector solar con agua como fluido de trabajo.

#### 4.1.1 Demanda de diseño con agua como fluido de trabajo

Hemos tenido en cuenta la demanda para una familia tipo de 4 personas la cual sabemos que el consumo per cápita por persona<sup>15</sup> es de 15 litros de agua teniendo una demanda de volumen de 60 litros (60 Kg) de agua<sup>16</sup>.

El propósito es elevar a 40°C el volumen de agua dimensionado desde una temperatura ambiente de 13°C, la energía necesaria para que este volumen alcance la temperatura deseada es.

$$Q_d = m \times Cp \times \Delta T = 60Kg \times 4.188 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \times (40 - 13)^{\circ}C = 6785 KJ$$

---

<sup>15</sup> El volumen de agua per cápita es la cantidad de agua que necesita una persona diariamente, este volumen varía en un rango de 15 a 50 litros.

<sup>16</sup> Ver el artículo “Diseño del sistema del calentamiento solar de agua”. GUEVARA, Sixto. UNATSABAR – OPS/CEPIS, Lima 2003. [En línea]

## 4.2 DETERMINACIÓN DEL TIPO DE COLECTOR SOLAR (agua)

Resumiendo, nos percatamos que existen cuatro tipos de colectores, los de tubos de vacío, los de concentración, el colector sin cubierta y el colector de placa plana, que en definitiva es el que escogimos para el desarrollo de nuestro proyecto, debido a que es comúnmente usado en aplicaciones para calentadores solares con fluido térmico y por consiguiente es el óptimo para nuestros requerimientos. El motivo por el cual nos decidimos por este tipo, se debe a que los dos primeros antes mencionados son muy costosos y presentan gran dificultad para su construcción, por su parte el colector sin cubierta, sería adecuado en función de su fácil costo y construcción, pero no se alcanzarían las temperaturas requeridas en nuestro proyecto.

### 4.2.1 Cálculo del Área Absorbente.

Para determinar el área de la placa de absorción, tenemos que considerar la demanda energética de diseño y la radiación del lugar donde se pondrá en funcionamiento el colector.

Como punto de partida calculamos la energía solar promedio  $H_T$  necesaria para el funcionamiento del calentador durante un periodo de horas sol de un día, si consideramos que el calentador funcionará en un día soleado y durante un tiempo de 7 horas, de esta manera tenemos:

Energía = Potencia x Tiempo (valor  $G_T$  tomado de monitoreo de tesis sobre cocina solar)

$$H_T = G_T \times t \times 3.6 = 0.85 \text{ KW/m}^2 \times 7h \times 3.6 = 21.42 \text{ MJ/m}^2$$

Multiplicamos x 3.6 para pasar de KWh a MJ, de esta manera ahora podemos calcular el área del colector partiendo de la ecuación 7.28

$$A_{cs} = \frac{Q_d}{H_T \times \eta_{sis}}$$

$Q_d =$  Demanda energética de diseño 6785 KJ

$H_T =$  Irradiancia durante el período de calentamiento

$\eta_{sis} =$  Rendimiento del sistema 0.53 (Valor asumido sistema continuo<sup>17</sup>)

$$A_{cs} = \frac{6785 \text{ KJ}}{21.42 \times 10^6 \text{ J/m}^2 \times 0.53} = 0.598 \text{ m}^2 \approx 0.6 \text{ m}^2$$

<sup>17</sup> Ver el artículo "Diseño del sistema del calentamiento solar de agua". GUEVARA, Sixto. UNATSABAR – OPS/CEPIS, Lima 2003. [En línea]

#### 4.2.2 Características del absorbente

El absorbente esta constituido por una plancha de cobre, de  $0.6 \times 1m$ , a esta con la finalidad de obtener mejor captación de la energía solar incidente se la procedió a pintar de negro mate por sus 2 lados.

Sabemos que el cobre, posee algunas características relevantes en sus propiedades termofísicas, como también seleccionamos un espesor de la placa de 0.7mm, basándonos en datos experimentales proporcionados por la tabla 4<sup>18</sup>.

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

Tabla 4: Rendimiento de la placa

Conocemos que uno de los elementos principales de un colector solar es el absorbente, así mismo existen algunos métodos para juntar los tubos con la plancha, observemos la fig. 15:



Fig.15: Formas de disposición de tubos en la placa

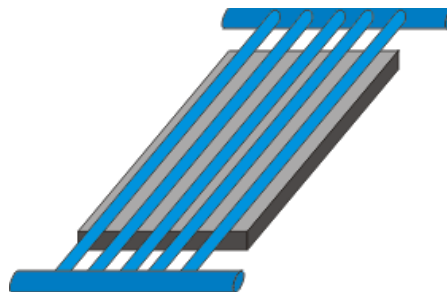
<sup>18</sup> PACCHA, Edwin B; SAMANIEGO, Carlos G. Cálculo, diseño y construcción de una cocina solar accionada con aceite térmico mediante el proceso de termosifón. (Tesis Ing. Electromecánico) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja, AERNNR. Pp 63

Para nuestro proyecto decidimos utilizar dos tipos de arreglo de tubos sobre la plancha, que consisten en tuberías encajadas y soldadas a la placa, que es lo ideal en este tipo de construcciones debido a que nos proporciona una excelente conductividad térmica. Para realizar este objetivo utilizamos una maquina laminadora existente en el taller mecánico de nuestra universidad, luego procedimos con el soldado de la tubería. Además tenemos que mencionar que el coeficiente de conducción térmica del sistema sigue siendo el mismo ya que la placa y la tubería son del mismo material (cobre).

#### **4.2.3 Características de la tubería sobre la placa.**

Para este tipo de colectores solares existen dos tipos de tuberías, pareciéndonos las más indicadas las tuberías de tipo paralelo, ya que con estas ganamos mayor flujo de trabajo sobre el área del colector, y la de serpentín no cumple con nuestros requerimientos. De tal manera utilizamos tubería de cobre, contamos con 10 tubos longitudinales con un diámetro de 12.7mm y una longitud de 1m, separados entre si 100 mm; de igual forma los tubos cabezales cuentan con el mismo diámetro (12.7 mm) y una longitud de 0.6m, en este caso usamos el mismo diámetro por el factor económico ya que solo necesitábamos un 1.2m de longitud y en el mercado existe tubería de 6m de largo.

En la distribución de tipo paralelo existen dos formas de conectar la tubería, estas son: la distribución en “Z” y la distribución en “U”, para nuestro trabajo hemos seleccionado la primera debido a que es la mas común y la que nos brinda y asegura que el flujo recorra trayectorias similares en longitud y geometría, además que el fluido ascienda por todos los elevadores.



**Fig. 16: Colector con tubos de tipo paralelos**

#### **4.2.4 Fluido de trabajo**

El fluido a utilizarse es el agua de la red existente en nuestra ciudad.

#### 4.2.5 La cubierta transparente

Consiste en una lámina de vidrio transparente de figura geométrica plana de 4mm de espesor. Debemos explicar que existen diseños de colectores con dos cubiertas para obtener mayor acumulación de calor, pero hemos decidido colocar solamente una cubierta porque ganamos energía incidente en el absorbente de nuestro colector.

#### 4.2.6 El aislamiento térmico

Para el escogimiento del aislante térmico para nuestro sistema, investigamos de los existentes en el mercado, cual es el que menor coeficiente de conductividad térmica tiene; y, en base a ello utilizamos la lana de vidrio con un espesor de 0.05m para la parte inferior y 0.03 m para la parte lateral del colector, densidad de  $30 \text{ Kg/m}^3$ , y  $0.038 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  de conductividad térmica. De igual manera utilizamos lana de vidrio de la misma característica para aislar las tuberías auxiliares y el tanque de acumulación térmica, y para protegerlos del medio ambiente los forramos con chova de 0.005 m de espesor.

### 4.3 DISEÑO MATEMÁTICO DEL COLECTOR (agua)

En nuestro trabajo de investigación estamos determinando una metodología que combina el uso de dos fluidos térmicos (agua y aceite térmico) con el uso prácticamente de un sola caja colectora, en donde ubicaremos la respectiva plancha colectora para cada uno de los fluidos antes mencionados.

Cabe destacar que el modelo matemático para ambos casos es el mismo, con la diferencia que para cada fluido se toman sus propios valores numéricos correspondientes a sus diversas propiedades termofísicas, para lo cual empezaremos con el modelo matemático para el colector solar con agua como fluido de trabajo.

Debemos realizar algunas consideraciones para la modelación matemática del colector solar de placa plana según la metodología seleccionada, las consideraciones son las siguientes<sup>19</sup>:

- El colector solar funciona en un estado estable.
- El gradiente de temperatura a través de la cubierta es insignificante.
- El flujo de calor se considera unidimensional, tanto a través de las cubiertas, como de los aislamientos laterales.
- El gradiente de temperatura alrededor y a través del absorbente es insignificante.

---

<sup>19</sup> DUFFIE, John; BECKMAN. William. 1980. Solar Engineering of Thermal Process. Segunda edición. EUA. New York. Wiley and Sons. Cap VI.Pp. 254

- 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 se considera la misma con respecto al área frontal transparente.
- La radiación, sobre el absorbente es uniforme.
- Los efectos del polvo y la suciedad sobre el colector son insignificantes.

Luego de realizar algunas consideraciones para el diseño matemático del sistema, debemos enumerar el proceso metodológico a seguirse<sup>20</sup>.

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  $F_R$  y la temperatura del fluido a la salida ( $T_{fs}$ ).
5. Calcular el calor útil ( $Q_u$ ) en el colector y la eficiencia del mismo ( $\eta$ )
6. Verificar el valor de la temperatura de la placa ( $T_{mp}$ )
7. Iterar los pasos anteriores hasta que la temperatura de la placa supuesta y calculada sean iguales

#### 4.3.1 Datos

Área del colector [ $A_{cs}$ ]	0.6m <sup>2</sup>
Temperatura ambiente [ $T_a$ ]	23°C (296°K)
Temperatura de la placa [ $T_p$ ]	103°C (376°K)
Temperatura de entrada del fluido [ $T_{fe}$ ]	100°C (373°K)
Emitancia de la placa [ $\epsilon_p$ ]	0.015
Emitancia de la cubierta de vidrio [ $\epsilon_v$ ]	0.88
Número de cubiertas [ $N$ ]	1
Velocidad del viento [ $V_V$ ]	2m/s
Inclinación del colector [ $\theta$ ]	20°

<sup>20</sup> PACCHA, Edwin B; SAMANIEGO, Carlos G. Cálculo, diseño y construcción de una cocina solar accionada con aceite térmico mediante el proceso de termosifón. (Tesis Ing. Electromecánico) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja, AERNNR. Pp 66



Conductividad térmica del aislante (lana de vidrio) $[K_{lv}]$ .....	0.038W/mK
Espesor del aislante del fondo $[l_{ai}]$ .....	0.05m
Espesor del aislante lateral $[l_{al}]$ .....	0.03m
Área lateral $[A_l]$ .....	0.256m <sup>2</sup>
Conductividad térmica de la placa y de los tubos (material cobre) $[K_{cu}]$ .....	401W/m <sup>2</sup>

El valor de la temperatura de entrada lo asumimos tomando en cuenta la teoría que nos dice que para colectores solares de placa plana un valor considerable de temperatura de ingreso al colector esta a cualquier temperatura hasta los - 10 ° C de la T. de placa, ya que por experimentación sabemos que la plancha de cobre llega con facilidad en nuestro medio a temperaturas desde los 110 °C hasta los 120 °C, “revisar el capítulo dos, temperatura promedio de placa”.

#### 4.3.2 Conductancia en la parte superior del colector solar $[U_{sup}]$ (agua)

Para hallar las pérdidas de calor en la parte superior del colector nos basamos en la ecuación 2.7

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

Donde:

$$\sigma \ 5.76 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

$$h_v \ 5.7 + 3.8v_v = 13.3 \left[ \frac{W}{m^2C} \right]$$

$$f \ (1 + 0.089h_v - 0.1166h_v \times \varepsilon_p)(1 + 0.07866N) = 2.33$$

$$C \ 520(1 - 0.000051\theta^2) = 509.392 \quad e \ 0.430 \left( 1 - \frac{100}{T_p} \right) = 0.315$$

Sustituyendo los datos en la ecuación 2.7 tenemos:

$$U_{sup} = \left[ \frac{1}{\left[ \frac{509.392}{376} \right] \left[ \frac{376 - 296}{1 + 2.33} \right]^{0.315} + \frac{1}{13.3}} \right]^{-1} + \frac{5.76 \times 10^{-8}(376 + 296)(376^2 + 296^2)}{[0.88 + 0,00591 \times 1 \times 13.3]^{-1} + \frac{(2 + 2.33 - 1)}{0.015} - 1}$$

$$U_{sup} = 3.546 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.3.3 Conductancia en la parte lateral del colector solar [ $U_{lat}$ ] (agua)

Si hacemos una relación de la conductividad térmica del aislante y el espesor del mismo en la parte lateral del colector, utilizaremos la ecuación 2.8

$$U_{lat} = \frac{K_{lv}Al}{l_{al}A_{cs}}$$

$$U_{lat} = \frac{(0.038)(0.256)}{(0.03)(0.6)} = 0.54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.3.4 Conductancia en la parte inferior del colector solar [ $U_{inf}$ ] (agua)

Para realizar este cálculo nos basamos en el espesor y conductividad térmica del aislante, de igual forma que en el caso anterior pero en esta vez hacemos el análisis en la parte inferior del colector, entonces utilizamos la ecuación 2.6

$$U_{inf} = \frac{K_{lv}}{l_{ai}} = \frac{0.038}{0.05} = 0.76 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.3.5 Coeficiente global de transferencia de calor del colector solar [ $U_L$ ] (agua)

A este coeficiente lo determinamos a partir de la ecuación 2.9

$$U_L = U_{sup} + U_{lat} + U_{inf}$$

$$U_L = (3.546 + 0.54 + 0.76) \text{ W/m}^2\text{K} = 4.847 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.3.6 Eficiencia de la superficie extendida (aleta) [ $F$ ] (agua)

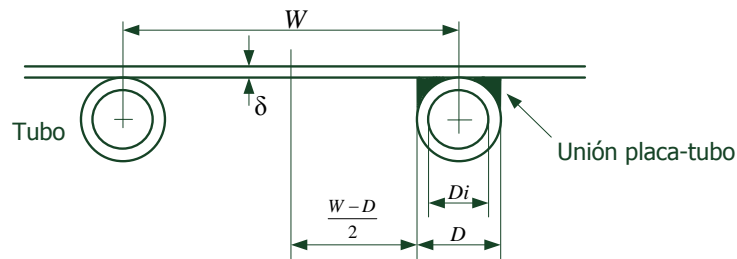
Para realizar este cálculo debemos primero calcular la constante  $c$  que es la que relaciona el coeficiente global de transferencia de calor del colector con el respectivo coeficiente de conductividad térmica del material de la plancha y su espesor. Para ello empleamos la ecuación 2.11.

Además necesitamos conocer el valor del espesor de la plancha  $\delta$  que es el mismo espesor que el de los tubos y el respectivo diámetro de la tubería  $D$ , así como el espaciamiento entre los tubos  $W$ <sup>21</sup>.

$$\delta = 0.0007 \text{ m}, D = 0.0127 \text{ m}, W = 0.1 \text{ m}$$

---

<sup>21</sup> Ver el artículo "Teoría para el diseño de calentadores solares de agua". GUEVARA, Sixto. UNATSABAR –OPS/CEPIS, Lima 2003. [En línea]



$$c^2 = \frac{U_L}{K_{CU} \times \delta} = \sqrt{\frac{4.847}{401 \times 0.0007}} = 4.145$$

Si sustituimos este valor en la ecuación 2.10

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

$$F = \frac{\tanh[4.259(0.1 - 0.0127)/2]}{4.259(0.1 - 0.0127)/2} = 0.989$$

#### 4.3.7 Factor de eficiencia del colector solar (agua)

Es necesario determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y la pared del tubo, para lo cual debemos determinar las propiedades termofísicas del fluido de trabajo en este caso el agua, a una temperatura promedio y con un flujo de  $0.02 \text{ Kg/m}^2\text{s}$ .

*Propiedades termofísicas del agua*<sup>22</sup> a  $T_{promedio} = 365 \text{ }^\circ\text{K}$

$$\rho = 963.01 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{Densidad}$$

$$\mu = 3.06 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s} \quad \text{Viscosidad dinámica}$$

$$C_p = 4209 \text{ J/KgK} \quad \text{Calor específico del agua}$$

$$K_a = 667 \times 10^{-3} \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{Conductividad térmica del agua}$$

$$P_r = 1.91 \quad \text{Número de Prandtl}$$

$$D_i = D - \delta = 0.012 \text{ m} \quad \text{Diámetro interno}$$

$$g = 9.8 \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{Constante gravitacional}$$

$$\beta = 1/T_{promedio} = 2.74 \times 10^{-3} \quad \text{Coeficiente de expansión térmica}$$

Para determinar el coeficiente de convección del fluido y la pared del tubo, primero debemos de calcular el número de Nusselt el cual varía de acuerdo al tipo de flujo; es decir

<sup>22</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 846

si este es laminar o turbulento, un parámetro importante para determinar el tipo de flujo es el número de Grashof que relaciona las propiedades termofísicas del fluido.<sup>23</sup>

#### 4.3.7.1 Cálculo del número de Grashof [ $G_r$ ] (agua)

Para determinar este número nos remitimos a la ecuación de la tabla 3 del capítulo III.

$$G_r = \frac{D^3 \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot g \cdot (T_p - T_{fe})}{\mu^2}$$

$$G_r = \frac{0.0127^3 \cdot 963.01^2 \cdot 2.74 \times 10^{-3} \cdot 9.8 \cdot (376 - 373)}{(3.06 \times 10^{-4})^2}$$

$$G_r = 1.634 \times 10^6 \quad \text{Es flujo laminar por } G_r P_r \text{ esta entre } 10^4 \text{ y } 10^8$$

#### 4.3.7.2 Cálculo del número de Nusselt [ $N_u$ ] (agua)

Para realizar el cálculo del número de Nusselt usamos la ecuación 3.10

$$N_u = 0.56 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0.25}$$

$$N_u = 23.538$$

#### 4.3.7.3 Cálculo del coeficiente de convección [ $h_a$ ] (agua)

De igual manera nos remitimos a la tabla 3, para determinar el coeficiente de convección

$$h_a = \frac{N_u \cdot K_a}{D} = \frac{(23.538)(667 \times 10^{-3})}{0.0127} = 1.255 \times 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.3.7.4 Cálculo del factor de eficiencia del colector [ $F'$ ] (agua)

Aplicamos la ecuación 2.17

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

$$F' = \frac{\frac{1}{4.847}}{0.1 \left[ \frac{1}{4.847 [0.0127 + (0.1 - 0.0127)0.989]} + \frac{1}{\pi (0.012)(1.255 \times 10^3)} \right]}$$

$$F' = 0.981$$

#### 4.3.8 Temperatura de salida del fluido [ $T_{fs}$ ] (agua)

Para realizar este cálculo es muy importante 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.

<sup>23</sup> ASHRAE. 2001. Fundamental Handbook. EUA. Atlanta. Ap 3.11

Datos

$$\tau = 0.95$$

*Transmitancia de la cubierta (vidrio)*

$$\alpha = 0.97$$

*Absortancia de la placa  $C_u$*

$$\dot{m} = 0.02 \text{ Kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$$

*Flujo en la tubería del colector*

$$G_T = 850 \text{ W}/\text{m}^2$$

*Radiación total incidente*

$$S = G_T \cdot \tau \cdot \alpha = 850 \times 0.95 \times 0.97 \text{ Radiación solar incidente sobre la placa de absorción}$$

$$S = 783.275 \text{ W}/\text{m}^2$$

Ahora determinamos la temperatura de salida del fluido  $T_{fs}$  mediante la ecuación 2.22

$$T_{fs} = \left[ \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C_p}\right) (T_{fe} - T_a - \frac{S}{U_L}) \right] + \frac{S}{A_c U_L} + T_a$$

$$T_{fs} = \left[ \exp\left(-\frac{(0.6)(4.847)(0.981)}{(0.02)(4209)}\right) \left(100 - 23 - \frac{783.275}{4.847}\right) \right] + \frac{783.275}{(0.6)(4.847)} + 23$$

$$T_{fs} = 102.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para determinar la temperatura real aproximada debemos de multiplicar por la eficiencia del colector  $\eta = 0.505$

$$T_{fs} = 52 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### 4.3.9 Cálculo del factor de Remoción de calor del colector [ $F_R$ ] (agua)

Mediante la ecuación 2.24 calculamos el factor de remoción de calor.

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fe})}{A_{cs} [S - U_L (T_{fe} - T_a)]}$$

$$F_R = \frac{(0.02)(4209)(102.8 - 100)}{0.6[783.275 - 4.847(102.8 - 23)]} = 0.964$$

#### 4.3.10 Cálculo del calor útil en el colector [ $Q_u$ ] (agua)

El calor útil en el colector está determinado por la ecuación 2.27

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

$$Q_u = (0.6)(0.964)[783.275 - 4.847(100 - 23)]$$

$$Q_u = 237.3 \text{ W}$$

#### 4.3.11 Cálculo de la temperatura media de la placa [ $T_{mp}$ ] (agua)

Finalmente corroboramos la temperatura de la placa mediante la ecuación 2.29

$$T_{mp} = T_{fe} + \frac{Q_u}{U_L F_R} (1 - F_R)$$

$$T_{mp} = 100 + \frac{237.3}{(4.847)(0.964)} (1 - 0.964)$$

$$T_{mp} = 103.03 \text{ } ^\circ\text{C} \approx 103 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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  $T_{mp}$ .

#### 4.3.12 Cálculo de la eficiencia instantánea del colector solar $[\eta]$ (agua)

De la ecuación 2.28 podemos conocer la eficiencia instantánea del colector tomando en cuenta también los parámetros de absorptancia de la placa y de la transmitancia de la cubierta de vidrio

$$\eta = \frac{Q_u}{A_{cs} \cdot S} = \frac{237.3}{(0.6) \times (783.275)} = 0.505$$

#### 4.4 DIMENSIONADO DEL TANQUE DE ACUMULACIÓN TÉRMICA

Conociendo el volumen necesario que requiere el sistema (60 Kg) y relacionándolo con el valor de densidad a una temperatura definida tenemos:

Ya que la densidad del agua a 40°C es 992.3 Kg/m<sup>3</sup> el volumen de fluido es:

$$V_{tanque} = \frac{m}{\rho} = \frac{60\text{Kg}}{992.3\text{Kg/m}^3} = 0.0604655\text{m}^3 = 60.5 \approx 61 \text{ litros.}$$

$$V_{tanque} = 61 \text{ litros} \times 1.18 (\text{factor de seguridad o proyección de demanda})$$

$$V_{tanque} = 0.072\text{m}^3 = 72 \text{ litros}$$

*Dimensiones del tanque acumulador (cilindro) si el diámetro es de 0.35m*

$$V = \pi \times r^2 \times L$$

$$L = V / \pi \times r^2$$

$$L = 0.75 \text{ m}$$

Por razones de diseño requerimos un tanque acumular térmico con un volumen de 72 litros, con forma cilíndrica de 0.35 m de diámetro y 0.75 m de largo.

*Cálculo del volumen de agua necesario en todo el sistema*

Para lo cual de igual manera utilizamos la formula del área de una tubería

$$V = \frac{\pi \times D^2 \times L}{4}$$

Volumen en los tubos de ½” (0.0127m) de la placa, de 0.6m de largo (10 tubos):

$$V1 = \frac{\pi(0.0127)^2}{4} \times 0.6 \times 10 = 0.00076 \text{ m}^3 = 0.76 \text{ litros}$$

Volumen en los tubos de ½” de la placa (2 tubos de 1m):

$$V2 = \frac{\pi(0.0127)^2}{4} \times 1 \times 2 = 0.00025 \text{ m}^3 = 0.25 \text{ litros}$$

Volumen de la tubería (se asume 3m) del sistema (½”):

$$V3 = \frac{\pi(0.0127)^2}{4} \times 3 = 0.00038 = 0.38 \text{ litros}$$

Volumen total de agua:

$$V = V1 + V2 + V3 + V_{\text{tanque}} = 0.76 + 0.25 + 0.38 + 72 = 73.4 \text{ litros} = 19.4 \text{ Gal}$$

## 4.5 DISEÑO DEL SISTEMA (aceite como fluido de trabajo)

### 4.5.1 Demanda de diseño con aceite térmico como fluido de trabajo

De igual manera que en el caso del colector con agua como fluido térmico debemos iniciar por determinar la demanda energética que requerirá el sistema, la demanda de agua sigue siendo los 60 litros (60Kg) de fluido, dicha demanda se considera para sistemas continuos donde el calentador trabajará en situaciones extremos; como por ejemplo, en el caso de que se consumiera todo la capacidad del tanque de acumulación térmica, y el sistema necesitara empezar a calentar desde la temperatura de red; y sabemos que el propósito es elevar la temperatura del agua a 40 ° C partiendo desde los 13 °C que es la temperatura que se encuentra el agua en la red, de esta manera aseguraremos que el área de la plancha colectora para el aceite sea de igual dimensiones que el área de la plancha colectora del agua.

$$Q_d = m \times C_p \times \Delta T = 60 \text{ Kg} \times 4188 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (40 - 13)^\circ\text{C} = 6785 \text{ KJ}$$

### 4.5.2 Cálculo del área absorbente (aceite)

El área de este colector la calculamos de igual forma que el colector que funciona con agua, sabiendo que la energía solar promedio  $H_T$  requerida para el funcionamiento del calentador durante las horas sol de un día, tenemos:

$$H_T = G_T \times t \times 3.6 = 0.85 \text{ KW/m}^2 \times 7 \text{ h} \times 3.6 = 21.42 \text{ MJ/m}^2$$

Multiplicamos x 3.6 para pasar de KWh a MJ, de esta manera ahora podemos calcular el área del colector partiendo de la ecuación 7.28

$$A_{cs} = \frac{Q_d}{H_T \times \eta_{sis}}$$

$Q_d =$  Demanda energética de diseño 6785 KJ

$H_T =$  Irradiancia durante el período de calentamiento

$\eta_{sis} =$  Rendimiento del sistema 0.53 (Valor asumido<sup>24</sup>)

$$A_c = \frac{6785 \text{ KJ}}{21.42 \times 10^6 \text{ J/m}^2 \times 0.53} = 0.598 \text{ m}^2 \approx 0.6 \text{ m}^2$$

Para continuar con el diseño del sistema, mencionamos que; la placa de absorción, el tipo de tubos, el efecto de tipo de conexión de los tubos, la cubierta y el aislamiento es exactamente el mismo diseño que para el caso anterior por lo cual omitiremos el detalle del proceso de selección.

#### **4.5.3 Fluido de trabajo (aceite)**

En base a la investigación realizada sobre los fluidos de transferencia térmica procedemos a seleccionar el aceite térmico denominado “ Shell Thermia B” que se encuentra disponible en el mercado bajo la marca SHELL, este tipo de fluido se recomienda para sistemas cerrados de transferencia de calor usados en plantas de asfalto, plantas químicas y otras instalaciones de procesamiento en las cuales las calderas enchaquetadas deben ser calentadas hasta 280 °C, la temperatura máxima recomendada del volumen de aceite para la operación continua. Sin embargo, el aceite Shell Thermia B puede ser calentado hasta 300 °C durante cortos periodos para proporcionar un calentamiento inicial más rápido del material.

*Algunas características*

*Mayor tiempo de vida en el sistema.*

Por sus excelentes básicos parafínicos altamente refinados, que le proporcionan al aceite una insuperable estabilidad térmica y a la oxidación, el aceite Shell Thermia B proporciona más horas de trabajo en el sistema en condiciones adecuadas.

*Reducción en costos de mantenimiento.*

---

<sup>24</sup> Ver el artículo “Diseño del sistema del calentamiento solar de agua”. GUEVARA, Sixto. UNATSABAR – OPS/CEPIS, Lima 2003. [En línea]



Por sus básicos parafínicos seleccionados, los cuales no son corrosivos y protegen las tuberías de sistemas, además de no atacar los sellos y empaquetaduras del sistema.

*Reducción de costos por relleno.*

Por su baja volatilidad mantiene estables los niveles del lubricante por más tiempo.

*Reducción de costos por necesidades de los sistemas de intercambio.*

Por ser su presión de vapor menor que la atmosférica elimina la necesidad de intercambiadores y tuberías de alta presión.

*Higiene y seguridad*

No presenta riesgo alguno para la salud cuando es utilizado en las aplicaciones recomendadas y se observan niveles adecuados de higiene personal e industrial.

#### **4.5.4 Diseño matemático del colector (aceite)**

Para la realización de este diseño matemático manifestamos que las consideraciones para la modelación del colector solar de placa plana son las mismas antes desarrolladas.

##### **4.5.4.1 Datos**

Área del colector [ $A_{cs}$ ]	0.6m <sup>2</sup>
Temperatura ambiente [ $T_a$ ]	23°C (296°K)
Temperatura de la placa [ $T_p$ ]	103°C (391°K)
Temperatura de entrada del fluido [ $T_{fe}$ ]	90°C (363°K)
Emitancia de la placa [ $\epsilon_p$ ]	0.015
Emitancia de la cubierta de vidrio [ $\epsilon_v$ ]	0.88
Número de cubiertas [ $N$ ]	1
Velocidad del viento [ $V_v$ ]	2m/s
Inclinación del colector [ $\theta$ ]	20°
Conductividad térmica del	
Aislante (lana de vidrio) [ $K_{lv}$ ]	0.038W/mK
Espesor del aislante del fondo [ $l_{ai}$ ]	0.05m
Espesor del aislante lateral [ $l_{al}$ ]	0.03m
Área lateral [ $A_l$ ]	0.256m <sup>2</sup>
Conductividad térmica de la placa	
y de los tubos (material cobre) [ $K_{cu}$ ]	401W/m <sup>2</sup>

El valor de la temperatura de entrada lo asumimos tomando en cuenta la teoría que nos dice que para colectores solares de placa plana un valor considerable de temperatura de ingreso al colector esta a cualquier temperatura hasta los - 10 °C, ya que por experimentación sabemos que la plancha de cobre llega con facilidad en nuestro medio a temperaturas desde los 100 °C hasta los 110 °C, “revisar el capítulo dos, temperatura promedio de la placa”.

#### 4.5.5 Conductancia en la parte superior del colector solar [ $U_{sup}$ ](aceite)

Para hallar las pérdidas de calor en la parte superior del colector nos basamos en la ecuación 2.7

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

Donde:

$$\sigma \ 5.76 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

$$h_v \ 5.7 + 3.8v_v = 13.3 \left[ \frac{W}{m^2C} \right]$$

$$f \ (1 + 0.089h_v - 0.1166h_v \times \varepsilon_p)(1 + 0.07866N) = 2.33$$

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

$$e \ 0.430 \left( 1 - \frac{100}{T_p} \right) = 0.316$$

Sustituyendo los datos en la ecuación 2.7 tenemos:

$$U_{sup} = \left[ \frac{1}{\left[ \frac{509.392}{376} \right] \left[ \frac{376 - 296}{1 + 2.33} \right]^{0.316}} + \frac{1}{13.3} \right]^{-1} + \frac{5.76 \times 10^{-8}(376 + 296)(376^2 + 296^2)}{[0.88 + 0,00591 \times 1 \times 13.3]^{-1} + \frac{(2 + 2.33 - 1)}{0.015} - 1}$$

$$U_{sup} = 3.546 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.5.6 Conductancia en la parte lateral del colector solar [ $U_{lat}$ ] (aceite)

Si hacemos una relación de la conductividad térmica del aislante y el espesor del mismo en la parte lateral del colector, utilizaremos la ecuación 2.8

$$U_{lat} = \frac{K_{lv}Al}{l_{al}A_{cs}}$$

$$U_{lat} = \frac{(0.038)(0.256)}{(0.03)(0.6)} = 0.54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.5.7 Conductancia en la parte inferior del colector solar [ $U_{inf}$ ](aceite)

De igual manera al caso anterior, basándonos en el espesor y conductividad térmica del aislante pero en esta ocasión por la parte inferior del colector, utilizamos la ecuación 2.6

$$U_{inf} = \frac{K_{lv}}{l_{ai}} = \frac{0.038}{0.05} = 0.76 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.5.8 Coeficiente global de transferencia de calor del colector solar [ $U_L$ ] (aceite)

A este coeficiente lo determinamos a partir de la ecuación 2.9

$$U_L = U_{sup} + U_{lat} + U_{inf}$$

$$U_L = (3.546 + 0.54 + 0.76) \text{ W/m}^2\text{K} = 4.847 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.5.9 Eficiencia de la superficie extendida (aleta) [ $F$ ]

La eficiencia de la aleta es la misma que para el colector de agua ya que el colector de aceite esta conformado por el mismo material y la configuración geometría de los tubos sobre la placa colectora, entonces:

$$F = 0.989$$

#### 4.5.10 Factor de eficiencia del colector solar

Es necesario determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y la pared del tubo, para lo cual debemos determinar las propiedades termofísicas del fluido de trabajo en este caso el aceite, a una temperatura promedio y con un flujo de 0.01 Kg/s.

*Propiedades termofísicas del aceite*<sup>25</sup> a  $T_{promedio} = 371.5 \text{ }^\circ\text{K}$

$\rho = 841.8 \text{ Kg/m}^3$	<i>Densidad</i>
$\mu = 1.86 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$	<i>Viscosidad dinámica</i>
$C_p = 2206 \text{ J/KgK}$	<i>Calor específico del aceite</i>
$K_{ac} = 137 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$	<i>Conductividad térmica del aceite</i>
$P_r = 300$	<i>Número de Prandtl</i>

<sup>25</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 844

$$D_i = D - \delta = 0.012 \text{ m} \quad \text{Diametro interno}$$

$$g = 9.8 \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{Constante gravitacional}$$

$$\beta = 1/T_{promedio} = 2.692 \times 10^{-3} \text{ Coeficiente de expansión térmica}$$

Para determinar el coeficiente de convección del fluido y la pared del tubo, primero debemos de calcular el número de Nusselt el cual varía de acuerdo al tipo de flujo; es decir si este es laminar o turbulento, un parámetro importante para determinar el tipo de flujo es el número de Grashof que relaciona las propiedades termofísicas del fluido.<sup>26</sup>

#### 4.5.10.1 Cálculo del número de Grashof [ $G_r$ ]

Para determinar este número nos remitimos a la ecuación de la tabla 3 del capítulo III.

$$G_r = \frac{D^3 \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot g \cdot (T_p - T_{fe})}{\mu^2}$$

$$G_r = \frac{0.0127^3 \cdot 841.8^2 \cdot 2.692 \times 10^{-3} \cdot 9.8 \cdot (376 - 363)}{(1.86 \times 10^{-4})^2}$$

$$G_r = 1.439 \times 10^4 \quad \text{Es flujo laminar por } G_r P_r \text{ esta entre } 10^4 \text{ y } 10^8$$

#### 4.5.10.2 Cálculo del número de Nusselt [ $N_u$ ] (aceite)

Para realizar el cálculo del número de Nusselt usamos la ecuación 3.10

$$N_u = 0.56 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0.25}$$

$$N_u = 14.354$$

#### 4.5.10.3 Cálculo del coeficiente de convección [ $h_a$ ] (aceite)

De igual manera nos remitimos a la tabla 3, para determinar el coeficiente de convección

$$h_a = \frac{N_u \cdot K_{ac}}{D} = \frac{(14.354)(137 \times 10^{-3})}{0.0127} = 154.842 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.5.10.4 Cálculo del factor de eficiencia del colector [ $F'$ ] (aceite)

Aplicamos la ecuación 2.17

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

<sup>26</sup> ASHRAE. 2001. Fundamental Handbook. EUA. Atlanta. Ap 3.11

$$F' = \frac{\frac{1}{4.847}}{0.1 \left[ \frac{1}{4.847[0.0127 + (0.1 - 0.0127)0.989]} + \frac{1}{\pi(0.012)(154.842)} \right]}$$

$$F' = 0.915$$

#### 4.5.11 Temperatura de salida del fluido $[T_{fs}]$ (aceite)

Para realizar este cálculo es muy importante 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.

Datos

$$\tau = 0.95 \quad \text{Transmitancia de la cubierta (vidrio)}$$

$$\alpha = 0.97 \quad \text{Absortancia de la placa } C_u$$

$$\dot{m} = 0.01 \text{ Kg}/m^2 \cdot s \quad \text{Flujo en la tubería del colector}$$

$$G_T = 850 \text{ W}/m^2 \quad \text{Radiación total incidente}$$

$$S = G_T \cdot \tau \cdot \alpha = 850 \times 0.95 \times 0.97$$

$$S = 783.275 \text{ W}/m^2$$

Ahora determinamos la temperatura de salida del fluido  $T_{fs}$  mediante la ecuación 2.22

$$T_{fs} = \left[ \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C_p}\right) (T_{fe} - T_a - \frac{S}{U_L}) \right] + \frac{S}{A_c U_L} + T_a$$

$$T_{fs} = \left[ \exp\left(-\frac{(0.6)(4.847)(0.915)}{(0.01)(2206)}\right) \left(90 - 23 - \frac{783.275}{4.847}\right) \right] + \frac{783.275}{(0.6)(4.847)} + 23$$

$$T_{fs} = 100.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para determinar la temperatura real aproximada debemos de multiplicar por la eficiencia del colector  $\eta = 0.505$

$$T_{fs} = 50.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 4.5.12 Cálculo del factor de Remoción de calor del colector $[F_R]$ (aceite)

Mediante la ecuación 2.24 calculamos el factor de remoción de calor.

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fe})}{A_{cs} [S - U_L (T_{fe} - T_a)]}$$

$$F_R = \frac{(0.01)(2206)(100.8 - 90)}{0.6[783.275 - 4.847(90 - 23)]} = 0.862$$

#### 4.5.13 Cálculo del calor útil en el colector [ $Q_u$ ] (aceite)

El calor útil en el colector está determinado por la ecuación 2.27

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

$$Q_u = (0.6)(0.862)[783.275 - 4.847(90 - 23)]$$

$$Q_u = 237.2 \text{ W}$$

#### 4.5.14 Cálculo de la temperatura media de la placa [ $T_{mp}$ ] (aceite)

Finalmente corroboramos la temperatura de la placa mediante la ecuación 2.

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

$$T_{mp} = 90 + \frac{\frac{237.2}{0.6}}{(4.847)(0.862)} (1 - 0.862)$$

$$T_{mp} = 103.04 \text{ } ^\circ\text{C} \approx 103 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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  $T_{mp}$ .

#### 4.5.15 Cálculo de la eficiencia instantánea del colector solar [ $\eta$ ]

De la ecuación 2.28 podemos conocer la eficiencia instantánea del colector tomando en cuenta también los parámetros de absorptancia de la placa y de la transmitancia de la cubierta de vidrio

$$\eta = \frac{Q_u}{A_{cs} \cdot S} = \frac{237.2}{(0.6) \times (783.275)} = 0.505$$

### 4.6 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para realizar este diseño hemos seleccionado un intercambiador de calor de tipo serpentín como el mejor medio para la transferencia de calor desde el colector hasta el agua que se encuentra en el depósito de almacenamiento, puesto que los otros tipos de intercambiadores resultan difíciles de acoplar a nuestro sistema, mencionando además que existe un sinnúmero de tipos de intercambiadores de calor. Para mejorar la transferencia de calor el serpentín será construido de cobre, y el recipiente exterior (tanque de almacenamiento) será

de tol galvanizado, el mismo que será recubierto de lana de vidrio para aislarlo térmicamente y chova para protegerlo de la intemperie.

De acuerdo al volumen de fluido térmico de 60 litros requerido en el intercambiador tenemos:

#### 4.6.1 Cálculo de la Temperatura media logarítmica [ $\Delta T_{ml}$ ]

Sabemos que el cálculo  $\Delta T_{ml}$  es determinante para realizar el diseño del intercambiador de calor, para lo cual tenemos ya algunas temperaturas de los fluidos que son conocidas puesto que las hemos calculado anteriormente en los diseños de los colectores tanto para el agua como para el aceite que son los dos fluidos de trabajo en nuestro intercambiador.

Datos

$Q_u = 237.2$	$W$	<i>Calor entregado por el colector</i>
$C_{pac} = 2206$	$J/K_gK$	<i>Calor específico del aceite</i>
$m_{ac} = 0.01$	$K_g/m^2s$	<i>Flujo masico de aceite</i>
$T_{ce} = 100.8$	$^{\circ}C$	<i>T entrada fluido caliente (aceite)</i>
$T_{he} = 13$	$^{\circ}C$	<i>T entrada fluido frio (agua)</i>
$T_{hs} = 60$	$^{\circ}C$	<i>T salida fluido frio (agua)</i>

Calculamos la  $T_{cs}$  según el balance global de energía ecuación 2.2

$$Q_{uc} = m_{ac} \cdot C_{pac} \cdot (T_{ce} - T_{cs})$$

$$T_{cs} = 90.1 \text{ } ^{\circ}C$$

En nuestro diseño hemos considerado un intercambiador de calor a contraflujo, para lo cual empleamos la ecuación 3.22

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{hs} = (100.8 - 60) \text{ } ^{\circ}C = 40.8 \text{ } ^{\circ}C$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{he} = (90.1 - 13) \text{ } ^{\circ}C = 77.1 \text{ } ^{\circ}C$$

Para determinar la  $\Delta T_{ml}$  utilizamos la ecuación 3.20

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{(40.8 - 77.1) \text{ } ^{\circ}C}{\ln(40.8/77.1)} = 57.02 \text{ } ^{\circ}C$$

#### 4.6.2 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor [ $U$ ]

Datos

Propiedades termofísicas del agua a temperatura promedio (310 °K)<sup>27</sup>

$\rho_{ag} = 993.37 \text{ Kg/m}^3$	Densidad
$C_{p_{ag}} = 4178 \text{ J/Kg.K}$	Calor específico
$K_{ag} = 0.628 \text{ W/m.K}$	Conductividad térmica
$\mu_{ag} = 365 \times 10^{-6} \text{ N.seg/m}^2 (\text{Kg/seg.m})$	Viscosidad dinámica
$\nu_{ag} = \mu_{ag}/\rho_{ag} = 6.996 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}$	Viscosidad cinemática
$Pr_{ag} = 4.62$	Número de Prandtl
$\phi_{ag} = K_{ag}/\rho_{ag} \times C_{p_{ag}} = 1.513 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}$	Difusividad térmica
$\beta_{ag} = 361.9 \times 10^{-6} \text{ 1/K}$	Coefficiente de expansión térmica

Propiedades termofísicas del aceite a temperatura promedio (369.2 °K)<sup>28</sup>

$\rho_{ac} = 841.8 \text{ Kg/m}^3$	Densidad
$C_{p_{ac}} = 2206 \text{ J/Kg.K}$	Calor específico
$K_{ac} = 137 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$	Conductividad térmica
$\mu_{ac} = 6.06 \times 10^{-3} \text{ N.seg/m}^2 (\text{Kg/seg.m})$	Viscosidad dinámica
$\nu_{ac} = \mu_{ac}/\rho_{ac} = 2.21 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$	Viscosidad cinemática
$Pr_{aceite} = 300$	Número de Prandtl
$\phi_{ac} = K_{ac}/\rho_{ac} \times C_{p_{ac}} = 7.33 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{seg}$	Difusividad térmica
$\beta_{ac} = 0.001066 \text{ 1/K}$	Coefficiente de expansión térmica

#### 4.6.2.1 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor externo $h_{ex}$ (agua)

$$Gr_{agua} = \frac{D_{eq1}^3 \cdot \rho_{ag}^2 \cdot \beta_{ag} \cdot g \cdot \Delta T_{ml}}{\mu_{ag}^2} = 1.588 \times 10^{10} \quad \text{Número de Grashof}$$

$$Nu_{agua} = 0.56 \cdot (Gr_{agua} \cdot Pr_{agua})^{0.25} = 291.325 \quad \text{Número de Nusselt} \quad (\text{Correlación de convección libre en tubos})^{29}$$

<sup>27</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 846

<sup>28</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 844



$$h_{ex} = \frac{Nu_{agua} \cdot K_{agua}}{D_{eq1}} = 542.4 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

#### 4.6.2.2 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor interno $h_{in}$ (aceite)

$$Gr_{aceite} = \frac{D_{eq2}^3 \cdot \rho_{ac}^2 \cdot \beta_{ac} \cdot g \cdot \Delta T_{ml}}{\mu_{ac}^2} = 2.449 \times 10^3 \text{ Número de Grashof}$$

$Nu_{aceite} = 0.56 \cdot (Gr_{aceite} \cdot Pr_{aceite})^{0.25} = 16.478$  Número de Nusselt (Correlación de convección libre en tubos)

$$h_{in} = \frac{Nu_{aceite} \cdot K_{aceite}}{D_{eq2}} = 117.76 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

#### 4.6.2.3 Cálculo de admitancias

Datos	$D_{T_{ex}} - D_{T_{in}}$	$D_{T_{in}} - \delta_{T_{in}}$	$D_{T_{ex}} - \delta_{tol}$	$D_{T_{ex}} + \delta_{LV}$	$D_{LV} + \delta_{CH}$
$D_{T_{ex}} = 0.35$	$D_{eq1} = 0.337$	-	-	-	-
$D_{T_{in}} = 0.0127$	-	$D_{eq2} = 0.012$	-	-	-
$\delta_{tol} = 0.001$	-	-	$D_{Tol} = 0.349$	-	-
$\delta_{LV} = 0.0254$	-	-	-	$D_{LV} = 0.375$	-
$\delta_{CH} = 0.005$	-	-	-	-	$D_{CH} = 0.38$
$\delta_{T_{in}} = 0.0007$	-	-	-	-	-

Tabla 5 Diámetros, Espesores del depósito de almacenamiento térmico y tubo del serpentín

#### *Cálculo del coeficiente global en el intercambiador*

$$L_{in} = 4.46 \text{ m (Supuesta)}$$

$$K_{cu} = 401 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ K$$

$$A_{in} = \pi \cdot D_{eq2} \cdot L_{in}$$

$$A_{ex} = \pi \cdot D_{T_{in}} \cdot L_{in}$$

$$[U_1 = 1/R_1]$$

#### *Admitancia de las pérdidas de calor en la parte interna del intercambiador*

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_{in} \cdot A_{in}} + \frac{\ln D_{T_{in}}/D_{eq2}}{2 \cdot \pi \cdot K_{cu} \cdot L_{in}} + \frac{1}{h_{ex} \cdot A_{ex}}}$$

<sup>29</sup> ASHRAE. 2001. Fundamental Handbook. EUA. Atlanta. Ap 3.11

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{117.76x(\pi x 0.012 x 4.46)} + \frac{\ln 0.0127/0.012}{2 \cdot \pi x (401 x 4.46)} + \frac{1}{542.4x(\pi x 0.0127 x 4.46)}}$$

$$U_1 = 21.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$[U_2 = 1/R_2]$$

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

Para el cálculo de  $h_{\infty 1}$  (coeficiente pelicular en los lados del cilindro del intercambiador) se considera la temperatura ambiente del aire a 23 °C.

Propiedades termofísicas del aire a temperatura ambiente (296 °K)<sup>30</sup>

$V_v = 2 \text{ m/s}$	Velocidad del viento
$K_{\text{aire}} = 26.3 \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{°C}$	Conductividad térmica del aire
$\nu_v = 15.89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$	Viscosidad cinemática
$Pr = 0.707$	Número de Prandtl

Propiedades Generales

$\delta_{\text{Tol}} = 0.001 \text{ m}$	Espesor de la plancha de tol
$\delta_{\text{LanaV}} = 0.0254 \text{ m}$	Espesor de la lana de vidrio
$\delta_{\text{Chova}} = 0.005 \text{ m}$	Espesor de la chova
$K_{\text{Tol}} = 80.2 \text{ K/m}^2 \cdot \text{K}$	Conductividad térmica del tol
$K_{\text{LanaV}} = 0.038 \text{ K/m}^2 \cdot \text{K}$	Conductividad térmica de lana de vidrio
$K_{\text{Chova}} = 0.13 \text{ K/m}^2 \cdot \text{K}$	Conductividad térmica de la chova
$R_{\text{TC1}} = 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$	Resistencia térmica entre el tol y la lana
$R_{\text{TC2}} = 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$	Resistencia térmica entre la lana y la chova

*Cálculo del número de Reynolds*

$$Re = \frac{V_v \times D_{CH}}{\nu_v} = \frac{2 \times 0.38}{15.89 \times 10^{-6}} = 4.79 \times 10^4$$

<sup>30</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 838

$L_{ex} = 0.75 \text{ m}$  (Este valor esta dado del dimensionamiento del deposito de almacenamiento consiste en el la longitud de dicho depósito)

Correlación de Hilpert<sup>31</sup> (flujo alrededor de un cilindro)

$C = 0.193$  y  $m = 0.618$  Constantes dependen del Número de  $Re$

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} = 134.2$$

$$h_{\infty 1} = \frac{Nu \cdot K_{aire}}{D_{CH}} = \frac{134.2(26.3 \times 10^{-3})}{0.38} = 9.3 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$U_2$

$$= \frac{1}{\frac{1}{h_{ex} \cdot \pi \cdot D_{CH} \cdot L_{ex}} + \frac{\ln D_{Tex}/D_{Tol}}{2 \cdot \pi \cdot K_{tol} \cdot L_{ex}} + \frac{R_1}{\pi \cdot D_{Tex} \cdot L_{ex}} + \frac{\ln D_{LV}/D_{Tes}}{2 \cdot \pi \cdot K_{LV} \cdot L_{ex}} + \frac{R_2}{\pi \cdot D_{LV} \cdot L_{ex}} + \frac{\ln D_{CH}/D_{LV}}{2 \cdot \pi \cdot K_{CH} \cdot L_{ex}} + \frac{1}{h_{\infty 1} \cdot \pi \cdot D_{CH} \cdot L_{ex}}}$$

$$U_2 = 1.864 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$[U_3 = 1/R_3]$$

**Admitancias de las pérdidas de calor por la base del intercambiador de calor hacia el ambiente**

Para el cálculo de  $h_{\infty 2}$  (coeficiente pelicular en la base del intercambiador hacia el ambiente) se utiliza las mismas propiedades que para  $h_{\infty 1}$ , por lo tanto el número de Reynolds es el mismo.

$Re = 4.79 \times 10^4$  es el mismo que para  $h_{\infty 1}$  ya que es el mismo diametro

$Nu = 0.453 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} = 88.3$  Correlación para flujo laminar sobre una placa<sup>32</sup>

$$h_{\infty 2} = \frac{Nu \cdot K_{aire}}{D_{CH}} = \frac{88.3(26.3 \times 10^{-3})}{0.38} = 6.11 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$U_3$

$$= \frac{1}{\frac{1}{h_{ex} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{tol}^2} + \frac{\delta_{tol}}{2 \cdot \pi \cdot r_{Tex}^2 \cdot K_{tol}} + \frac{R_1}{2 \cdot \pi \cdot r_{Tex}^2} + \frac{\delta_{LanaV}}{2 \cdot \pi \cdot r_{LV}^2 \cdot K_{LV}} + \frac{R_2}{2 \cdot \pi \cdot r_{LV}^2} + \frac{\delta_{Chova}}{2 \cdot \pi \cdot r_{CH}^2 \cdot K_{CH}} + \frac{1}{h_{\infty 2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{CH}^2}}$$

$$U_3 = 0.26 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

<sup>31</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 369

<sup>32</sup> INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Pp 358

$$[U_T = 1/R_T]$$

### ***Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor***

$$U_T = U_1 + U_2 + U_3$$

$$U_T = 23.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente realizamos el cálculo de la longitud de tubería que debe tener el serpentín de cobre para poder transferir los 237.2 W que es el calor útil que viene desde el colector. Para la cual aplicamos la ecuación 3.19

$$Q_u = U_T \cdot A_{ser} \cdot \Delta T_{ml} \quad \Rightarrow \quad A_{ser} = \pi \cdot D_{Tin} \cdot L_{ser}$$

Entonces

$$L_{ser} = \frac{Q_u}{\pi \cdot D_{Tin}} = \frac{237.2}{\pi \cdot 0.0127} = 4.46 \text{ m}$$

Hemos realizado el cálculo de manera iterativa donde realizamos el proceso hasta que el valor de  $L_{in}$ (supuesto) con  $L_{ser}$  sean los mismos, este cálculo es bastante tedioso, pero necesario para poder determinar la longitud necesaria para transferir el calor del colector hasta el intercambiador.

### **4.6.3 Cálculo de la eficiencia del intercambiador.**

Con el área del colector de  $0.6 \text{ m}^2$  y una radiación de  $850 \text{ W/m}^2$  la eficiencia es:

$$\eta = \frac{Q_u \cdot 100}{G_T \cdot A_c} = 46.5 \%$$

### **4.6.4 Cálculo del volumen de aceite necesario para el colector de aceite incluido el serpentín del intercambiador.**

Para lo cual de igual manera utilizamos la formula del volumen de una tubería

$$V = \frac{\pi \times D^2 \times L}{4}$$

Volumen en los tubos de  $\frac{1}{2}$ " (0.0127m) de la placa, de 0.6m de largo (10 tubos):

$$V1 = \frac{\pi(0.0127)^2}{4} \times 0.6 \times 10 = 0.00076 \text{ m}^3 = 0.76 \text{ litros}$$

Volumen en los tubos de  $\frac{1}{2}$ " de la placa (2 tubos de 1m):

$$V2 = \frac{\pi(0.0127)^2}{4} \times 1 \times 2 = 0.00025 \text{ m}^3 = 0.25 \text{ litros}$$

Volumen de la tubería ( 3m de conexiones + 4.46 m del serpentín) del sistema (½”):

$$V3 = \frac{\pi(0.0127)^2}{4} \times 7.46 = 0.000944m^3 = 0.944litros$$

Volumen total de aceite:

$$V = V1 + V2 + V3 = 0.76 + 0.25 + 0.944 = 1.96litros = 0.517 Gal$$

#### 4.7 ANÁLISIS ECONÓMICO DEL SISTEMA

Para realizar el cálculo de valoración económica procedemos a aplicar el método de cálculo del Payback (periodo de retorno simple) con la finalidad de obtener un determinado valor en años que sería el tiempo que tendría que transcurrir para recuperar la inversión. El playback consiste en relacionar el costo que tendría la construcción de nuestro calentador con respecto al ahorro que obtendremos si implementamos el sistema, la relación es de la siguiente manera:

$$Payback = \frac{Costo}{Ahorro} = resultado en años$$

La variable costo la tomamos del valor total del listado de materiales (\$ 776.16), y el ahorro lo determinamos de la siguiente forma: Asumimos el costo de dos cilindros de gas mensuales (\$ 3.6) que es lo que consumiría una familia tipo de 4 personas más el proporcional a un año de el costo (\$ 200) de un calefón convencional que tiene un promedio de vida útil de 4 años. El valor proporcional es de \$ 50 debido a que nuestro cálculo es para un año, entonces tenemos:

$$Payback = \frac{costo}{ahorro} = \frac{776.16}{43.2(gas en un año)+50(proporcional de un año del valor total del calefón)}$$

$$Payback = 8.33 años$$

Descripción	Costo unit.	Cant.	Total	Observ.
LANA DE VIDRIO DE 2”	3,70	5	18,50	
TUBO DE COBRE 1/2"x6m	35,64	5	178,20	
PLANCHA DE COBRE #18 2x1m	294,00	1	294,00	
TUBO ASTM 2846 DE 1/2"x3m	12,00	2	24,00	-

T Cobre 2846 DE 1/2"	0,85	32	27,20	-
CODO Cobre 2846 DE 1/2"	0,78	12	9,36	-
ANGULO Cobre 2846 DE 1/2"	0,85	4	3,40	-
PLANCHA PLAYWOOD DE 12mm(1.2x2.4m)	28,00	1	28,00	-
PERFIL EN L DE 3mm(2cmX6m)	16,00	1	16,00	-
CORREA DE 3mm(5cmX6m)	18,00	1	18,00	-
TUBO HG DE 2"X3m	34,00	1	34,00	-
VIDRIO DE 4mm(1.10x1.55m)	14,00	1	14,00	-
LLAVE CORTADORA DE 3/4"	8,00	1	8,00	-
FLOTADOR CORTADOR DE 3/4"	14,00	1	14,00	-
CHOVA DE 5mm(1X2m)	18,00	1	18,00	-
SILICON DE ALTA TEMPERATURA	4,00	2	8,00	-
SUELDA 632 LIBRA	3,00	2	6,00	-
MULTIMETRO DIGITAL	28,00	1	28,00	-
TERMOCUPLA TIPO K	4,50	1	4,50	-
Otros (copias, impresiones, etc)	25,00	1	25,00	-
Subtotal Equipo			776,16	

# 5. RESULTADOS

## 5.1 MONITOREO DEL CALENTADOR SOLAR DE AGUA

### 5.1.1 Procedimiento

Se ha realizado el monitoreo, por una parte actuando solamente el colector de agua y de los días monitoreados, haremos énfasis en el de mínima radiación solar y el de máxima radiación solar, para luego tomar datos del calentador en su máximo funcionamiento. Obtuvimos un temperatura de salida del agua de 53 °C en un instante de radiación máxima de 1300  $W/m^2$  a las 11h30 de un día muy soleado. Así como también en un día nublado obtuvimos, con una radiación de 315  $W/m^2$  a las 13h30 un valor de temperatura de salida del agua de 36 °C, estos valores se los calculó con el sistema operando sin el intercambiador de calor de aceite térmico.

Mientras que con el sistema funcionando con el intercambiador de calor de aceite térmico se obtuvieron los siguientes resultados:

Con una radiación máxima de 1310  $W/m^2$  a las 13h00 de un día soleado, se obtuvo una temperatura de salida del fluido de 71 °C, mientras que con un valor de 500  $W/m^2$  a las 12h30 de un día nublado se obtuvo una temperatura del agua de 45 °C.

MONITOREO CALENTADOR SOLAR SIN ACEITE TÉRMICO				
MONITOREO MÁXIMA RADIACIÓN				
HORA	RADIACIÓN ( $W/m^2$ )	TEMP. IN H2O (°C)	TEMP. OUT H2O (°C)	TEMP. PLACA (°C)
10H00	975	16	31	68
10H30	1015	16	42	73
11H00	1275	16	48	97
11H30	1300	17	49	104
12H00	1230	17	50	105
12H30	1125	18	53	102
13H00	1057	18	52	100
13H30	1070	18	52	98
14H00	1180	18	50	107
14H30	1035	19	48	99
15H00	1002	18	45	85

Tabla 6. Monitoreo del calentador solar sin aceite en la máxima radiación registrada

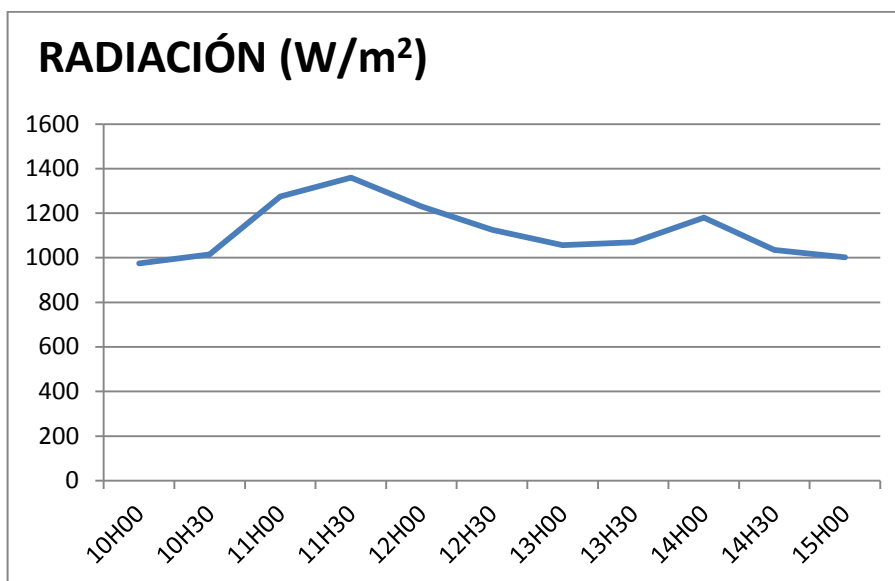


Fig. 17. Radiación en función de la hora (tabla 6)

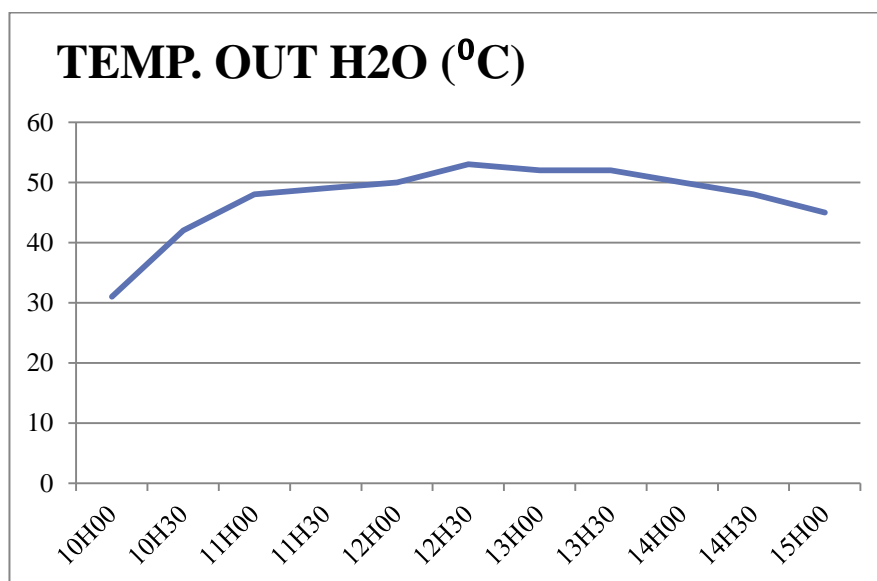


Fig. 18. Temperatura de salida del agua en función de la hora (tabla 6)



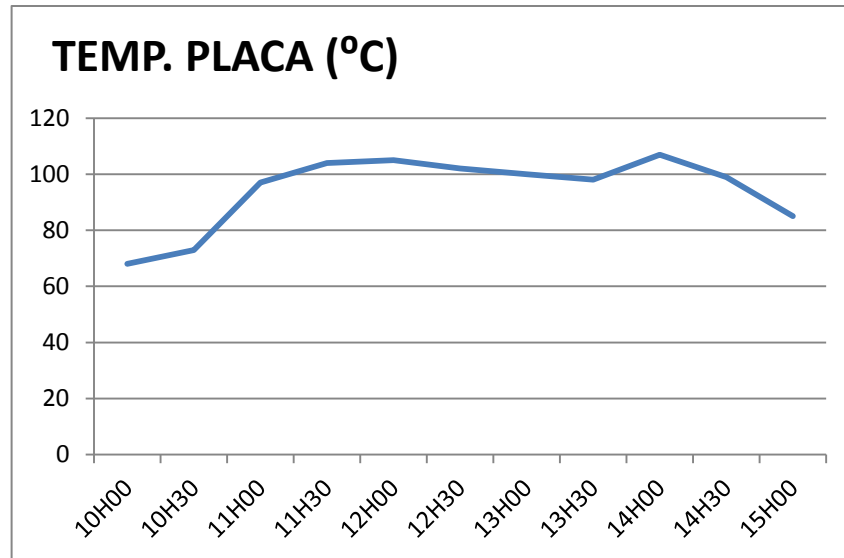


Fig.19. Temperatura de la placa del colector de agua en función de la hora (tabla 6)

MONITOREO CALENTADOR SOLAR SIN ACEITE TÉRMICO				
MONITOREO MÍNIMA RADIACIÓN				
HORA	RADIACIÓN (W/m <sup>2</sup> )	TEMP. IN H2O (°C)	TEMP. OUT H2O (°C)	TEMP. PLACA (°C)
10H00	128	12	12	42
10H30	238	12	17	51
11H00	200	12	25	60
11H30	115	12	31	54
12H00	141	12	33	62
12H30	110	12	33	58
13H00	120	13	34	63
13H30	315	13	35	79
14H00	242	13	36	67
14H30	187	13	36	59
15H00	100	13	33	40

Tabla 7. Monitoreo del calentador solar sin aceite térmico en la mínima radiación

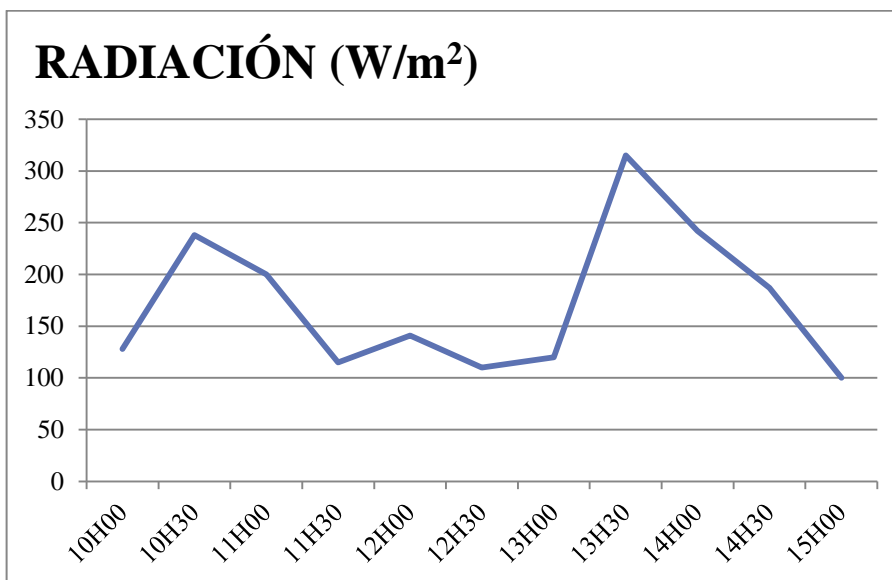


Fig. 20. Radiación en función de la hora (tabla 7)

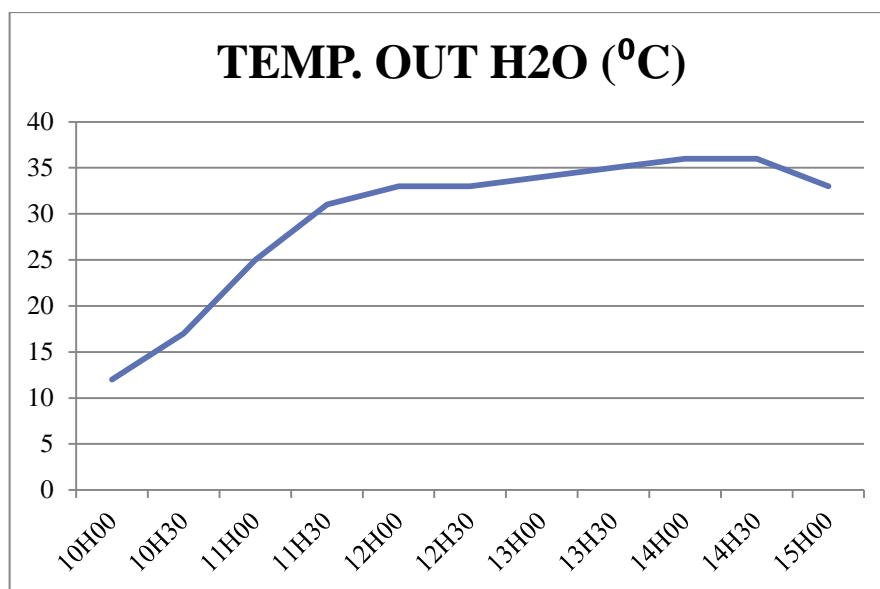


Fig.21. Temperatura de salida del agua en función de la hora (tabla 7)

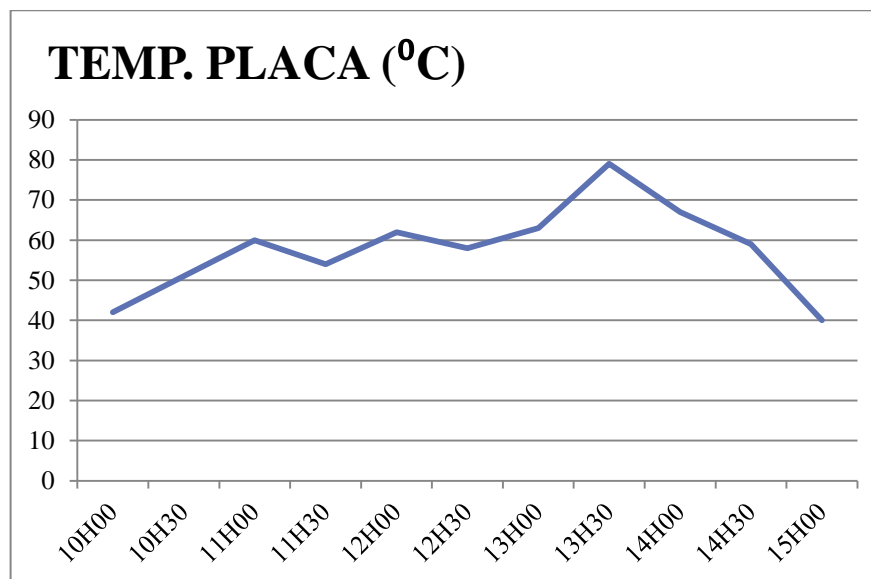


Fig.22. Temperatura de la placa del colector de aceite en función de la hora (tabla 7)

MONITOREO CALENTADOR SOLAR CON ACEITE TÉRMICO					
MONITOREO MÁXIMA RADIACIÓN					
HORA	RADIACIÓN (W/m <sup>2</sup> )	TEMP. IN H2O (°C)	TEMP. OUT H2O (°C)	TEMP. PLACA H2O (°C)	TEMP. PLACA OIL (°C)
10H00	1001	16	25	72	92
10H30	1014	16	42	79	99
11H00	1272	16	48	86	108
11H30	1300	16	54	110	114
12H00	1307	17	57	113	118
12H30	1250	17	64	112	119
13H00	1310	17	66	110	118
13H30	1278	17	70	101	117
14H00	1298	17	71	100	107
14H30	1101	18	70	99	99
15H00	1002	18	71	85	87

Tabla 8. Monitoreo del calentador solar con aceite térmico en la máxima radiación registrada

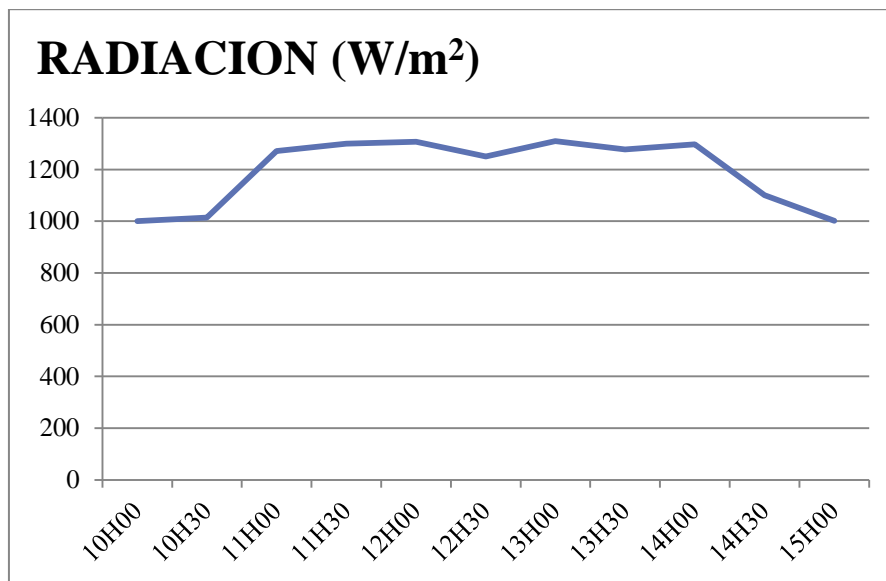


Fig.23. Radiación en función de la hora (tabla 8)

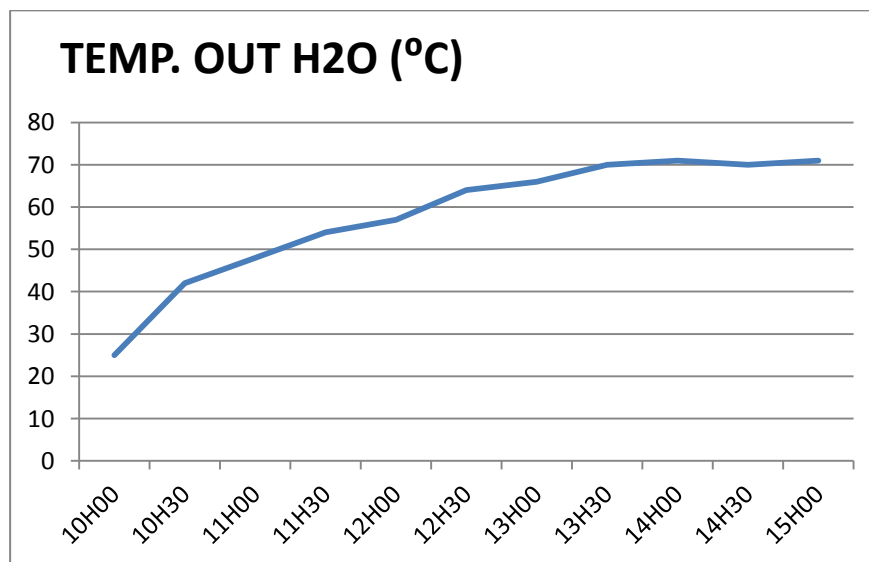


Fig. 24. Temperatura de salida del agua en función de la hora (tabla 8)

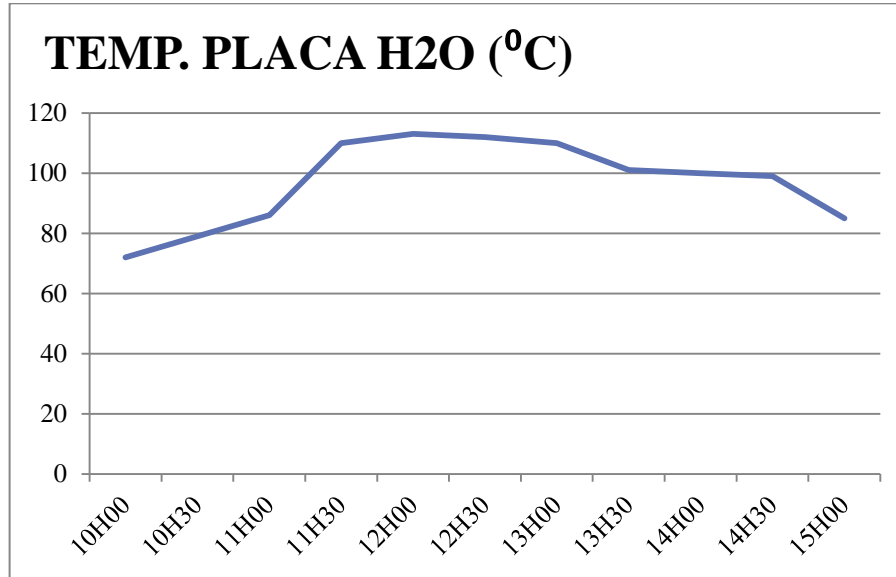


Fig.25. Temperatura de la placa del colector de agua en función de la hora (tabla 8)

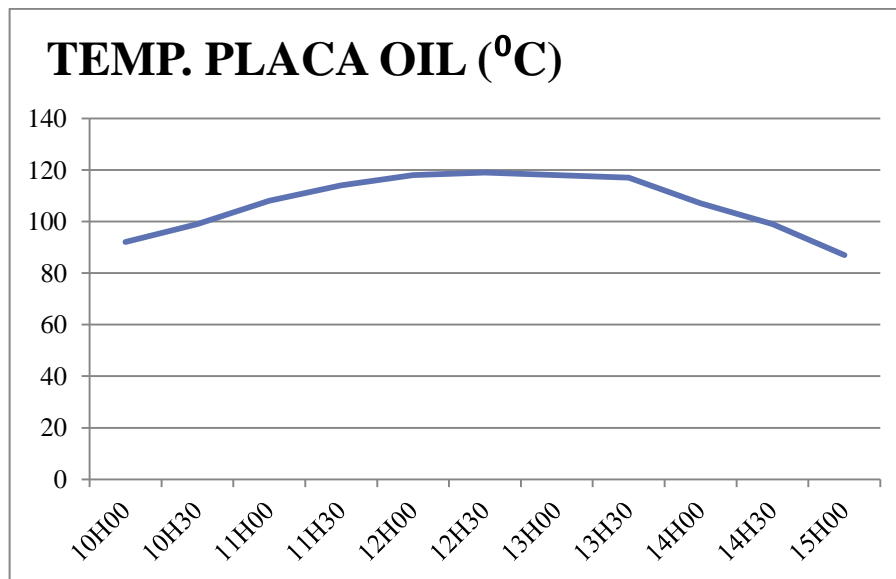


Fig.26. Temperatura de la placa del colector de aceite en función de la hora (tabla 8)

MONITOREO CALENTADOR SOLAR CON ACEITE TÉRMICO					
MONITOREO MÍNIMA RADIACIÓN					
HORA	RADIACIÓN (W/m <sup>2</sup> )	TEMP. IN H2O (°C)	TEMP. OUT H2O (°C)	TEMP. PLACA H2O (°C)	TEMP. PLACA OIL (°C)
10H00	234	13	17	34	47
10H30	208	13	22	39	55
11H00	300	13	24	47	62
11H30	315	13	33	52	70
12H00	468	14	37	55	72
12H30	500	14	43	60	71
13H00	237	15	44	62	73
13H30	198	16	45	63	70
14H00	242	16	45	64	71
14H30	187	16	44	63	72
15H00	109	16	43	64	72

Tabla 9. Monitoreo del calentador solar con aceite térmico en la mínima radiación registrada

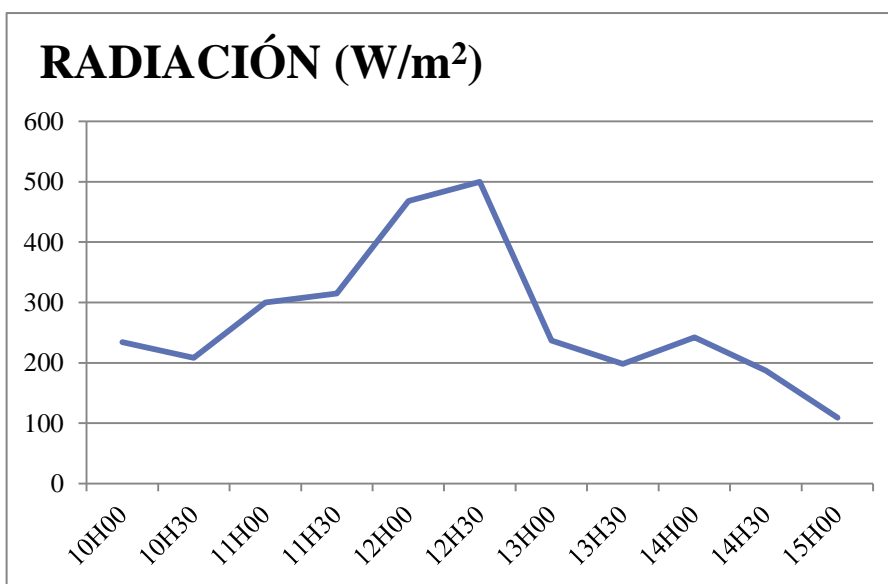


Fig.27. Irradiancia en función de la hora (tabla 9)

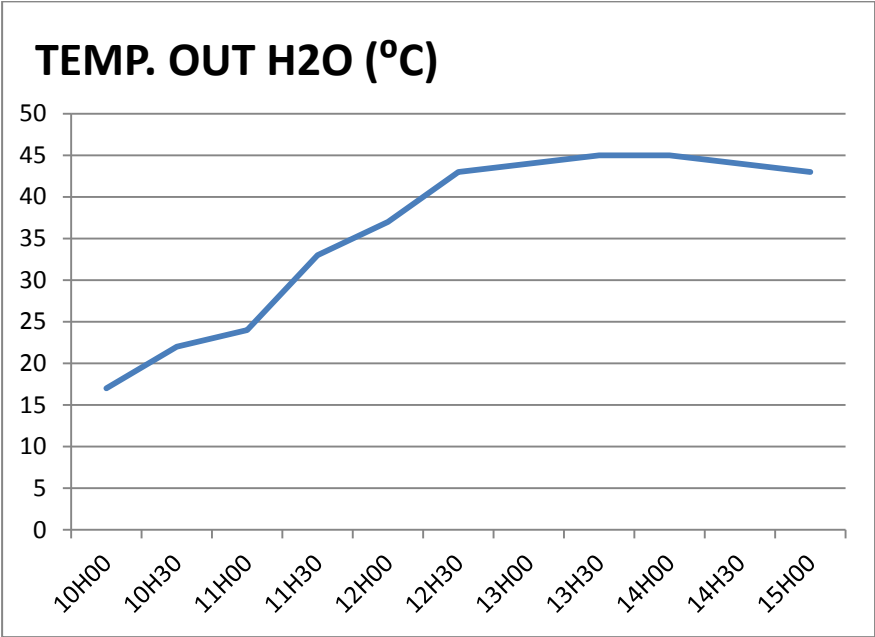


Fig. 28. Temperatura de salida del agua en función de la hora (tabla 9)

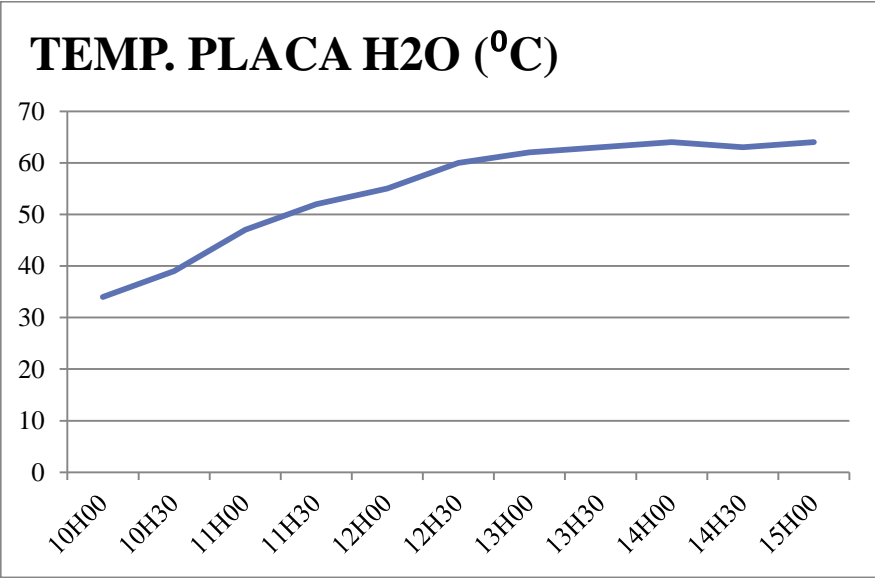


Fig.29. Temperatura de la placa, colector de agua en función de la hora (tabla 9)

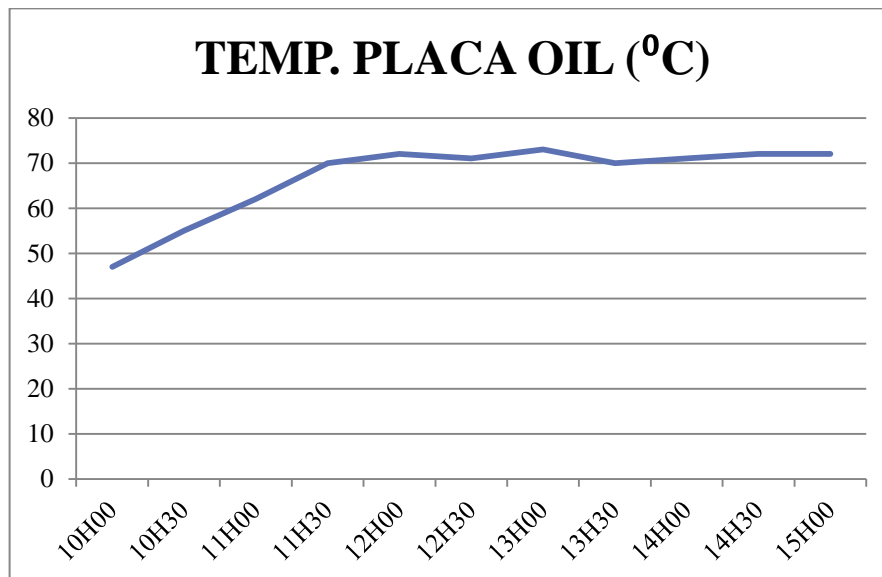


Fig. 30. Temperatura de la placa, colector de aceite en función a la hora (tabla 9)



## 6. DISCUSIÓN

---

Si recordamos la demanda del diseño (6785 KJ), calculada para la implementación del calentador, se ha podido determinar que el sistema satisface un 85 % de la demanda ya que hemos obtenido una potencia en el intercambiador de (5980 KJ), esto se debe a que en nuestra ciudad es conocido por todos que en meses como enero y febrero el promedio de valores de radiación son bajos.

Tenemos que mencionar que el volumen requerido en el sistema (73.4 litros) sobrepasa al volumen necesario (60 litros) para suplir la demanda de la familia tipo de 4 personas la cual es nuestra referencia en nuestro proceso de cálculo, esto se debe a que tomamos en cuenta el factor de seguridad o proyección de demanda (1.8), mientras que el volumen de aceite térmico requerido es de 2 litros para toda la tubería.

Para el diseño del intercambiador lo realizamos a partir de la potencia obtenida del colector de placa plana con aceite (237.2 W) y de los valores de temperatura de salida del aceite térmico 100.8 (fluido caliente), y de las temperaturas de entrada y salida del agua 13 °C, 60 °C (fluido frío) respectivamente, con una longitud de 4.46 m de tubería de cobre necesaria para transferir la potencia desde el colector hasta el tanque de acumulación térmica.

En vista de que el sistema requiere de una unión de diferentes componentes como: los dos colectores de placa plana, el tanque termo acumulador, y el intercambiador de calor, se requiere de un estudio y un dominio excelente acerca de las metodologías de diseño de cada uno de ellos, ya que se puede considerar que son sistemas con diferentes principios

En la construcción de nuestro modelo de calentador, se ha utilizado los mejores materiales existentes en el mercado como es el cobre para transferencia de calor y lana de vidrio para el aislamiento de tal manera que el valor del aparato es de 776 dólares. A este valor se lo podría disminuir considerablemente en producción en serie ya que este es un prototipo pero de todas formas es imperativo que se empiece a dejar o reducir el consumo de energías tradicionales, ya que nuestro planeta no tiene precio y es el único que tenemos.

La implementación de este tipo de sistema que usa la energía solar, es muy beneficioso para el Ecuador, dada su crisis energética, además de ser sostenible, y por su bajo costo en función de su vida útil.

## 7. CONCLUSIONES

---

- Mediante diferentes tipos de métodos de estudio, se recopiló, investigó y sistematizo la información necesaria y requerida para la realización de nuestro modelo de calentador solar, tomando en cuenta los parámetros de funcionamiento en los sistemas de termosifón en colectores de placa plana.
- Con la ayuda de la información adquirida, se procedió a realizar el cálculo y diseño matemático, para el cual se necesitó un excelente dominio de las metodologías a seguir para poder lograr un modelo que aproveche al máximo la radiación solar, mejorando su eficiencia y rendimiento.
- Una vez realizado el cálculo y diseño matemático, se procedió a la construcción física del calentador, utilizando los mejores materiales existentes en el mercado para este uso, de tal manera que no sea necesario su mejoramiento utilizando energías convencionales y tratando de reducir su costo al máximo.
- Tomando en cuenta las excelentes propiedades que poseen los aceites térmicos y su variedad de usos, sobre todo de transferencia y almacenamiento térmico, se realizó el cálculo y diseño matemático para implementarlo en nuestro modelo. Además de un colector de agua, también uno de aceite, para aprovechar al máximo la radiación solar. Luego de su construcción, se alcanzó temperaturas más elevadas de agua, mejorando tanto su funcionamiento como rendimiento, para poderlo ofrecer como alternativa ecológica hacia la crisis ambiental que crece en el planeta.
- Se realizó la socialización de los resultados obtenidos a los estudiantes del noveno módulo paralelo A de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

## 8. RECOMENDACIONES

---

- Estudiar la posibilidad de implementar no solamente el sistema propuesto, ya que existen otras alternativas que de igual forma, se pueden ajustar a las condiciones de la ciudad de Loja.
- Utilizar este tipo de tecnologías no solo en el proceso de calentamiento de agua domiciliaria, sino también en procesos como la calefacción, la cocción de alimentos y el secado de granos, madera, etc.
- Recomendamos realizar investigaciones similares pero donde se pueda acoplar un agitador para el tanque de acumulación térmica.
- Obtener conocimientos en el manejo y manipulación del Piranómetro para no dar lectura de valores sobredimensionados de radiación solar debido a la mala calibración del instrumento de medida.
- Asegurar el caudal que abastece al tanque de acumulación térmica (intercambiador de calor), ya que si existe aire en su interior perjudica a la circulación natural por termosifón del sistema y aumentan en gran proporción las pérdidas de calor por convección del mismo, dando como consecuencia temperaturas bajas a la salida del intercambiador.

## 9. BIBLIOGRAFÍA

---

### ***Libros:***

- ASHRAE. 2001. Fundamental Handbook. EUA. Atlanta. Ap 3.11
- DUFFIE, John; BECKMAN. William. 1980. Solar Engineering of Thermal Process. Segunda edición. EUA. New York. Wiley and Sons. Cap VI.
- INCROPERA, Frank P; De WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed. Prentice hall, México, 1999. Cap. I, VI; VII, IX, XI
- JUTGLAR, Lluís. 2004. Energía Solar. Primera edición. ESPAÑA. Barcelona. Cap I, II, III.
- KERN, Donald. 1965. Procesos de Transferencia de Calor. México. Cecs. Pp 714-719.
- MORING, Virgil; MAX, Clifford. 1990. Termodinámica. Segunda edición. México. Cap II, IV, V, IV
- PACCHA, Edwin B; SAMANIEGO, Carlos G. Cálculo, diseño y construcción de una cocina solar accionada con aceite térmico mediante el proceso de termosifón. (Tesis Ing. Electromecánico) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja, AERNNR.
- PERRY, Robert. 1992. Manual del Ingeniero Químico. Tercera edición. México McGraw – Hill. Tomo I, II
- RODRIGUEZ, Jorge. Introducción a la termodinámica, 6ª ed. España, Madrid, 2001, Cap VI

### ***Páginas electrónicas:***

- Aceites para transferencia térmica. [en línea] [[http:// www.geocities.com/mecanicoweb/17a.htm](http://www.geocities.com/mecanicoweb/17a.htm)], [Consulta: 16 Diciembre 2010].
- Energía Solar. [en línea] [[http://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa\\_solar](http://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa_solar)], [Consulta 20 Octubre 2010]
- Ver el artículo “Teoría para el diseño de calentadores solares de agua”. GUEVARA, Sixto. UNATSABAR –OPS/CEPIS, Lima 2003. [En línea]
- Ver el artículo “Diseño del sistema del calentamiento solar de agua”. GUEVARA, Sixto. UNATSABAR –OPS/CEPIS, Lima 2003. [En línea]

## 10. ANEXOS

---

### Propiedades del Aceite Térmico Shell Thermia B

Características:	Shell Thermia B
Color (ASTM D 1500)	L 1.0
Apariencia (Visual)	Claro, Brillante
Peso específico (ASTM D 1298)	0.8673
Gravedad API 60 °C (ASTM D 1298)	31.5
Viscosidad Cinemática 40°C cSt 100°C cSt (ASTM D 445)	29 5
Índice de Viscosidad (ASTM D 2270)	96
Punto de inflamación °C (ASTM D 92)	219
Punto de fluidez °C (ASTM D 97)	-18
Total Acid Number, mg KOH/g (ASTM D 664)	0.14



Fig.31. Soldado de la caja del colector



Fig.32. Soldado de la tubería de cobre sobre la plancha acanalada



Fig. 33. Plancha colectora de cobre con su tubería acanalada y soldada



Fig. 34. Tanque de almacenamiento térmico



Fig. 35. Armado del equipo (tanque, tuberías auxiliares y placa colectora)



Fig. 36. Calentador de agua instalado listo para usar



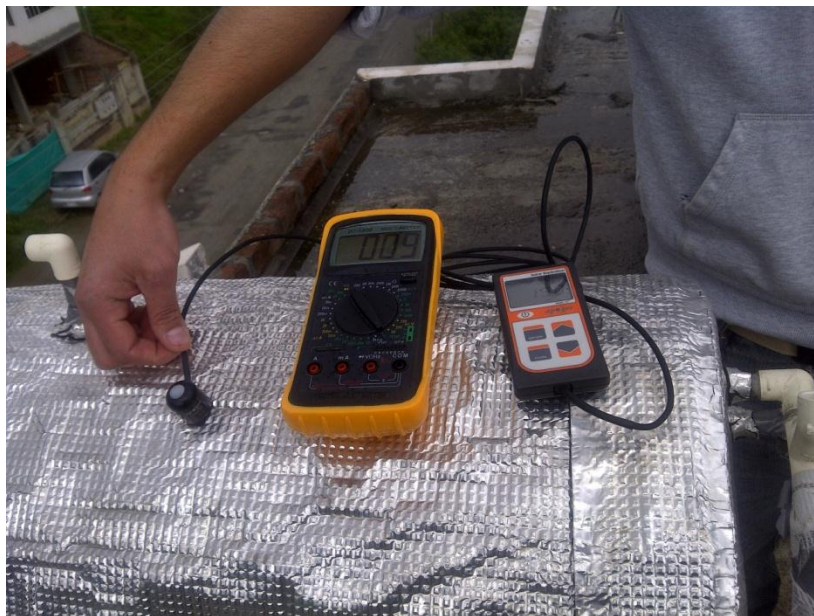


Fig. 37. Equipos para el monitoreo